

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

MESURE DE LA PUISSANCE D'USURE D'UN TUBE DE GÉNÉRATEUR DE VAPEUR DE  
RÉACTEUR NUCLÉAIRE EN INTERACTION AVEC UNE BARRE ANTI-VIBRATION

VALÉRIE LALONDE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES  
(GÉNIE MÉCANIQUE)

AVRIL 2012

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL  
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

MESURE DE LA PUISSANCE D'USURE D'UN TUBE DE GÉNÉRATEUR DE VAPEUR DE  
RÉACTEUR NUCLÉAIRE EN INTERACTION AVEC UNE BARRE ANTI-VIBRATION

Présenté par : LALONDE Valérie

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. RAISON Maxime, Ph.D., président

Mme ROSS Annie, Ph.D., membre et directrice de recherche

M. GUÉROUT Fabrice, Ph.D., membre

*À mon père.*

*"Moi qui ai cent ans, je sais de quoi je parle."*

*-Oscar-*

*Tiré de Oscar et la dame en rose par Eric-Emmanuel Schmitt.*

## REMERCIEMENTS

Ce mémoire est le dénouement de deux ans de travail au sein de la chaire de recherche en interaction fluide-structure de l'École Polytechnique de Montréal. Mon apprentissage fut des plus enrichissants, tant d'un point de vue scientifique, professionnel que social.

J'adresse d'abord mes remerciements à ma directrice de recherche, Annie Ross, pour sa grande disponibilité à superviser mon projet, pour son aide à m'orienter vers les droits chemins, pour sa minutie du travail réalisé avec soin, et plus particulièrement, pour sa personne entière, qui est une source d'inspiration incroyable. Annie, merci pour cette énergie, qui donne envie de repousser ses limites et d'atteindre l'inatteignable.

Je remercie également mon co-directeur, Michel J. Pettigrew, pour la transmission de ses connaissances, pour ses recommandations et conseils judicieux, et pour sa méticulosité scientifique. L'avancement de la recherche en interaction fluide-structure n'aurait pu être aussi fructifiant sans la présence d'un tel pionnier.

Je remercie la chaire industrielle CRSNG/EACL/BWC qui a rendu possible la faisabilité de ce projet grâce à sa contribution matérielle et financière. J'apprécie particulièrement l'intérêt porté à mes travaux de recherche par le personnel du laboratoire d'Énergie Atomique du Canada Limitée de Chalk River.

Merci à tous mes collègues de bureau qui ont contribué à cette atmosphère d'entraide et de camaraderie au sein du laboratoire. Merci à Thierry Lafrance pour ses compétences techniques en conception et pour la mise en relation avec les fournisseurs. Un grand merci aussi à Bénédict Besner pour son aide précieuse en instrumentation et avec le logiciel d'acquisition de données.

Je souhaite également une mirifique future carrière aux deux étudiants qui ont participé au projet, Richard Bazelaïs-Beauchamp et Frédéric Bergeron, sans qui la progression des travaux n'auraient pas été aussi efficace tant en conception, en prise de mesures, qu'en programmation. Vous ferez sans aucun doute d'excellents ingénieurs.

Finalement, j'aimerais remercier ma famille, mes amis, mon homme, pour m'avoir soutenu moralement avec compréhension et patience durant ces deux années. Mais surtout, merci pour tous ces petits bonheurs, qui me font réaliser à quel point tout cela ne serait possible sans votre présence dans ma vie.

## RÉSUMÉ

L'usure par frottement des tubes de générateur de vapeur est une problématique importante dans l'industrie de la production d'énergie nucléaire. Sous l'action des forces induites par un écoulement diphasique transverse, les tubes en U vibrent et se heurtent contre leurs supports. Des barres anti-vibration (AVB) supportent les tubes dans leur section coudée pour prévenir les vibrations d'amplitude trop élevée. Un jeu minimal entre les tubes et les AVB est fixé afin de permettre l'expansion thermique des tubes et de prévenir les dommages provenant de l'usure par frottement. Cependant, des jeux plus larges sont souvent observés dans les générateurs de vapeur en service. Cela a pour effet d'augmenter les forces d'impact et le frottement. L'augmentation de l'usure par frottement entraîne la perforation prématurée des tubes, pouvant parfois résulter en l'arrêt complet du réacteur nucléaire et en des coûts de maintenance importants.

Afin de prédire la durée de vie des tubes de générateur de vapeur, la puissance d'usure par frottement est le paramètre utilisé. L'usure par frottement dépend des matériaux utilisés dans la fabrication des tubes et des AVB, des conditions d'opération à l'intérieur du générateur de vapeur ainsi que de l'interaction dynamique entre les tubes et les AVB.

L'objectif de ce projet est d'étudier expérimentalement le comportement vibratoire d'un tube en interaction avec une barre AVB. À l'aide d'un banc d'essais, qui reproduit la configuration tube/support rencontrée dans les générateurs de vapeur de réacteurs nucléaires, la réponse vibratoire du système et la puissance d'usure par frottement sont mesurées en termes de déplacement du tube et de force de contact avec l'AVB. Ce montage expérimental a été conçu dans le cadre d'un projet de recherche antérieur, mais nécessite cependant une révision complète afin d'améliorer la précision des résultats.

Ce projet est subdivisé en quatre étapes, soit : a) l'amélioration du montage et de la procédure expérimentale, b) la prise de mesures de la force de contact entre le tube et l'AVB ainsi que du déplacement du tube, c) l'élaboration d'un traitement de signal adéquat pour le calcul de la puissance d'usure et d) l'exploitation et l'interprétation des résultats.

Pour faciliter la modélisation du problème, un tube droit d'une longueur de 2 travées simplement supporté à ses deux extrémités, ainsi qu'un segment de barre AVB situé au centre du tube sont utilisés. Le montage est instrumenté de capteurs de forces et de capteurs laser de

position qui mesurent respectivement la force de contact entre le tube et l'AVB et le déplacement du tube en son centre. Le tube est excité à l'aide d'électroaimants qui simulent l'écoulement diphasique transverse en générant des forces aléatoires à bande étroite de diverses amplitudes et fréquences. De plus, le jeu ou la pré-charge entre le tube et la barre AVB est fixé à différentes valeurs d'un essai à l'autre avec une précision de  $1\mu\text{m}$ . Les configurations en pré-charge correspondent aux cas où le tube est restreint par l'AVB en son centre et subit ainsi une flèche initiale.

Les signaux temporels de position au centre du tube et de force de contact sont obtenus en fonction du jeu ou de la pré-charge entre le tube et l'AVB. Les signaux temporels sont ensuite traités à l'aide d'un code Matlab réalisé dans le cadre de ce projet. Le traitement de signal développé comprend l'atténuation du repliement et des bruits, ainsi que le calcul des spectres fréquentiels. La puissance d'usure est finalement calculée selon différentes approches.

L'analyse de la réponse vibratoire est effectuée en inspectant les signaux temporels et les spectres de la position au centre du tube et de la force de contact, pour une excitation autour des deux premiers modes du tube. D'une part, pour une excitation autour du mode 1, le contact se fait par impacts et glissement combinés lorsqu'il y a un jeu entre le tube et l'AVB. Lors d'une grande pré-charge, le contact se fait seulement par glissement car le tube est précontraint par la barre AVB. D'autre part, pour une excitation autour du deuxième mode, il n'y a aucune force de contact entre le tube et l'AVB avec un jeu supérieur à  $10\mu\text{m}$ . Lorsqu'une pré-charge est appliquée, la force de contact est cependant plus élevée que lors d'une excitation au premier mode, même si la déformée modale possède un nœud au centre du tube. De plus, les calculs de la puissance d'usure en fonction du jeu et de la pré-charge ont montré des courbes similaires pour une excitation autour des deux premiers modes de vibration. Dans les deux cas, la puissance d'usure est faible pour un jeu, tandis qu'elle est très élevée lors de l'application d'une faible pré-charge.

Ce projet a permis d'évaluer l'efficacité des barres AVB quant à la réponse vibratoire et quant à l'usure par frottement des tubes de générateurs de vapeur. Il a été démontré qu'un traitement de signal approprié doit inévitablement être effectué pour calculer la puissance d'usure par frottement avec précision. Malgré les importantes améliorations effectuées sur le montage et la procédure expérimentale, plusieurs variables telles que la lubrification du contact, la

température et la pression environnantes, ainsi que la longueur d'une travée, restent encore à être analysées. Quelques recommandations sont d'ailleurs évoquées dans le but de faire progresser l'avancement de la recherche dans le domaine.

## ABSTRACT

Fretting-wear of steam generator tubes is an important issue in the nuclear power industry. The two-phase cross-flow induces vibration of the U-tubes and causing impacts against their supports. Anti-vibration bars (AVB) are designed to support the tubes in their U-bend section and to prevent high vibration amplitudes. The minimum clearances between the tubes and the AVBs are set to allow thermal expansion of the tubes and to prevent fretting wear damage. However, larger clearances are often observed in steam generators. They lead to increased impact forces and friction between the tubes and the AVBs. Fretting-wear often causes premature perforation of the tubes, which can result in complete shutdown of the nuclear reactor and high maintenance costs.

Fretting-wear work-rate is the parameter used to predict the service life of steam generator tubes. Fretting-wear depends on the tube and AVB materials, operating conditions within the steam generator and dynamic interaction between the tubes and the AVBs.

The objective of this project is to study experimentally the vibration behavior of a tube in interaction with an AVB. The vibration response and the fretting-wear work-rate are measured in terms of displacement of the tube and contact force with the AVB using a test rig that reproduces the tube/support configuration as encountered in steam generators. This experimental setup was previously designed as part of another research project, but requires full revision to improve the accuracy of the results.

This project is divided into four steps, which are: a) improvement of the experimental test rig and procedure, b) data acquisition of the tube mid-span displacement and the contact force between the tube and the AVB, c) development of a proper signal processing to compute the fretting-wear work-rate and d) analysis and interpretation of the results.

To simplify the model, a straight tube simply supported at both ends and an AVB located at tube mid-span are used. The experimental set-up is instrumented with force sensors and laser sensors that measure the contact force of the tube against the AVB and the displacement of the tube at mid-span. The tube is excited by electromagnets that simulate two-phase cross-flow induced forces using a random narrow band noise of various amplitudes and frequencies. The clearance or preload between the tube and the AVB is successively set at different values with an



accuracy of  $1\mu\text{m}$ . The preload configuration corresponds to the case where the tube is restricted at mid-span by the AVB, causing initial deflection of the tube.

Time signals of the mid-span displacement and of the contact force between the tube and the AVB are obtained as a function of clearance and preload. Time signals are then processed using a Matlab code with the proper signal processing including attenuation of aliasing and noise, and calculation of frequency spectra. The fretting-wear work-rate is finally computed by different approaches.

The vibration response analysis is done by inspecting time signals and spectra of the mid-span displacement and the contact force, for excitation forces around the first and the second mode of the tube. For excitation forces around the first mode when there is clearance between the tube and AVB, contact is a combination of sliding and impacts against the AVB. At high preloads, only sliding occurs because the tube mid-span displacement is restricted by the AVB. For excitation forces around the second mode when there is clearance higher than  $10\mu\text{m}$ , there is no contact between the tube and the AVB. When a preload is applied, the contact force is however greater than for the first mode, although the mode shape has a node at the center of the tube. This study also showed similar curves of the fretting-wear work-rate as a function of clearance and preload for excitation forces around the first and the second mode of the tube. In both cases, the work-rate is low for all clearances and high when there is a preload between the tube and the AVB.

In this project, the effectiveness of an AVB on the vibration response and the fretting-wear work-rate of steam generator tubes were evaluated. Moreover, it was shown that proper signal processing must inevitably be done to accurately compute the fretting-wear work-rate. Despite the many improvements of the setup and the experimental procedure, many variables such as contact lubrication, surrounding temperature and pressure, and span length, remain to be analyzed. Some recommendations are given to advance research in this field.

## TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	iii
REMERCIEMENTS .....	iv
RÉSUMÉ.....	v
ABSTRACT .....	viii
TABLE DES MATIÈRES .....	x
LISTE DES TABLEAUX.....	xiv
LISTE DES FIGURES .....	xv
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS .....	xx
LISTE DES ANNEXES .....	xxiii
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1    REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	6
1.1    Vibration libre d'une poutre .....	6
1.1.1    Équation d'amplitude .....	7
1.1.2    Conditions aux frontières .....	8
1.1.3    Modes propres .....	9
1.2    Vibration d'un tube de générateur de vapeur soumis à un écoulement diphasique .....	10
1.2.1    Régimes d'écoulement .....	11
1.2.2    Instabilité fluide-élastique .....	12
1.2.3    Excitation aléatoire.....	13
1.2.4    Amortissement .....	16
1.3    Dynamique du contact d'un tube de générateur de vapeur soutenu par un support.....	19
1.4    Usure par frottement des tubes de générateurs de vapeur .....	22
1.4.1    Usure d'un point de vue microscopique.....	22

1.4.2	Puissance d'usure .....	24
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE GÉNÉRALE.....		29
CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE : MONTAGE EXPÉRIMENTAL .....		33
3.1	Assemblage .....	33
3.1.1	Tube.....	35
3.1.2	Supports de soutien .....	36
3.1.3	Coulisse de déplacement de la barre AVB .....	37
3.2	Instrumentation.....	38
3.2.1	Électroaimants .....	38
3.2.2	Capteurs de force.....	39
3.2.3	Capteurs de position .....	40
3.3	Chaîne de mesure .....	41
3.4	Modifications du banc d'essais .....	43
CHAPITRE 4 MÉTHODOLOGIE : PROCÉDURE EXPÉRIMENTALE.....		45
4.1	Force d'excitation.....	45
4.1.1	Fréquence d'excitation .....	45
4.1.2	Amplitude d'excitation.....	47
4.1.3	Calibration des électroaimants .....	50
4.2	Pré-charge entre le tube et l'AVB .....	52
4.2.1	Modèle théorique de fléchissement statique du tube .....	52
4.2.2	Pré-charge expérimentale .....	53
4.2.3	Force de frottement .....	55
4.3	Fréquence d'échantillonnage.....	57
4.4	Protocole expérimental.....	59

CHAPITRE 5	MÉTHODOLOGIE : TRAITEMENT DE SIGNAL .....	60
5.1	Effet de repliement .....	60
5.2	Traitement du bruit.....	62
5.2.1	Bruit des capteurs de force .....	62
5.2.2	Bruit des capteurs de position .....	65
5.2.3	Filtrage du bruit .....	67
5.2.4	Seuils de bruit.....	69
5.3	Calcul de la puissance d'usure .....	71
5.3.1	Approche 1 .....	72
5.3.2	Approche 2 .....	72
5.3.3	Approche 3 .....	73
5.4	Spectres fréquentiels .....	74
5.4.1	Moyennage .....	74
5.4.2	Fenêtrage .....	75
5.4.3	Chevauchement .....	77
5.5	Résumé du traitement de signal .....	78
CHAPITRE 6	RÉSULTATS : ANALYSE DE LA RÉPONSE VIBRATOIRE.....	79
6.1	Déplacement du tube .....	79
6.1.1	Excitation autour du mode 1 .....	80
6.1.2	Excitation autour du mode 2 .....	89
6.2	Force de contact entre le tube et l'AVB.....	95
6.2.1	Excitation autour du mode 1 .....	95
6.2.2	Excitation autour du mode 2 .....	103
6.3	Récapitulation de l'analyse vibratoire.....	106

CHAPITRE 7	RÉSULTATS : ANALYSE DE LA PUISSANCE D'USURE.....	107
7.1	Comparaison des trois approches de calcul de la puissance d'usure .....	107
7.2	Puissance d'usure calculée par l'approche 1 à l'aide des seuils RMS .....	109
7.3	Puissance d'usure calculée par l'approche 1 à l'aide des seuils hors-tout .....	111
7.4	Récapitulation de l'analyse de la puissance d'usure .....	114
CHAPITRE 8	DISCUSSION ET RECOMMANDATIONS .....	115
CONCLUSION	.....	119
BIBLIOGRAPHIE	.....	122
ANNEXES....	.....	128

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1- Conditions aux frontières pour certains types d'appuis [16]. .....	9
Tableau 1.2- Équations des valeurs propres pour certains types d'appuis [16]. .....	9
Tableau 1.3- Valeurs de $a_1$ et $\phi_1(x)$ pour différentes conditions aux frontières [22]. .....	15
Tableau 3.1- Propriétés du tube en Inconel. ....	35
Tableau 3.2- Propriétés de l'AVB en 410SS. ....	38
Tableau 4.1- Comparaison des fréquences naturelles théoriques et expérimentales du tube. ....	46
Tableau 4.2- Amplitude d'excitation du tube. ....	50
Tableau 4.3- Amplitude des forces d'excitation du tube. ....	51
Tableau 4.4- Flèche maximale du tube en fonction de l'amplitude des forces d'excitation. ....	56
Tableau 5.1- Seuils hors-tout et RMS des signaux de bruit de force et de position. ....	71
Tableau 5.2- Caractéristiques de certains types de fenêtres [49]. ....	76
Tableau 7.1- Comparaison et erreur relative de la puissance d'usure calculée par les trois approches pour certains jeux et pré-charges. ....	109

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1- Schéma d'un réacteur nucléaire CANDU. Traduit de [1].....	1
Figure 1.2- Générateur de vapeur de réacteur nucléaire [2].....	2
Figure 1.3- Usure par frottement d'un tube de générateur de vapeur de réacteur nucléaire. ....	3
Figure 1.4- Schéma d'une poutre de Bernoulli-Euler.....	7
Figure 1.5- Carte des régimes d'écoulement diphasique de Grant et Murray. Traduit de [8]. ....	12
Figure 1.6- Recommandations des forces d'excitation aléatoires d'un écoulement diphasique. Traduit de [9].....	16
Figure 1.7- Trajectoire d'un tube de générateur de vapeur entre deux AVB [27].....	19
Figure 1.8- Configurations de la position initiale d'un tube de générateur de vapeur. ....	20
Figure 1.9- Configuration du contact entre le tube et le support. Traduit de [28]. ....	21
Figure 1.10- Trajectoire expérimentale d'un tube de générateur de vapeur en interaction avec un support avec une précontrainte ou un jeu. Traduit de [28].....	21
Figure 1.11- Puissance d'usure en fonction du jeu pour une force d'excitation aléatoire à bande étroite : a) autour du mode 1 b) autour du mode 2 [2]. ....	28
Figure 3.1- Montage expérimental. ....	34
Figure 3.2- Raccords : a) du bas b) du haut. ....	35
Figure 3.3- Supports de soutien : a) Support du bas b) Support du haut. ....	36
Figure 3.4- Assemblage de la coulisse de déplacement de la barre AVB.....	37
Figure 3.5- Schéma électrique des électroaimants. ....	39
Figure 3.6- Schéma d'installation des capteurs de force.....	39
Figure 3.7- Emplacement des capteurs laser de position. ....	40
Figure 3.8- Anneau muni de surfaces planes. ....	40
Figure 3.9- Structure de la chaîne de mesure. ....	42
Figure 4.1- Spectre d'accélération selon Y obtenu par un impact sur le tube.....	46

Figure 4.2- Recommandations des forces d'excitation aléatoires d'un écoulement diphasique. Bornes supérieure et inférieure. Traduit et modifié de [9].	48
Figure 4.3- Déplacement RMS au centre du tube en fonction du voltage RMS transmis aux électroaimants.	49
Figure 4.4- Montage de calibration des électroaimants.	50
Figure 4.5- Courbes de calibration des électroaimants autour des deux premiers modes.	51
Figure 4.6- Charge appliquée sur une poutre simplement supportée.	52
Figure 4.7- Force de pré-charge théorique en fonction du fléchissement du tube.	53
Figure 4.8- Signal temporel de la force de pré-charge pour une flèche de 250 $\mu$ m.	54
Figure 4.9- Comparaison de la force de pré-charge théorique et expérimentale.	54
Figure 4.10- Diagramme des forces qui agissent sur le tube.	56
Figure 4.11- Signal temporel de la force d'un impact pour des fréquences d'échantillonnage de : a) 8192Hz b) 16 384Hz c) 32 768Hz.	58
Figure 5.1- Diagramme de Bode d'un filtre passe-bas de Butterworth d'ordre 8 :a) Gain b) Phase.	61
Figure 5.2- Bruit des capteurs de force hors-montage : a) Signal b) Spectre.	63
Figure 5.3- Bruit des capteurs de force sur le montage sans contact : a) Signal b) Spectre.	63
Figure 5.4- Bruit des capteurs de force sur le montage avec une pré-charge : a) Signal b) Spectre.	64
Figure 5.5- Bruit des capteurs de position hors-montage : a) Signal b) Spectre.	65
Figure 5.6- Bruit des capteurs de position sur le montage sans contact : a) Signal b) Spectre.	66
Figure 5.7- Bruit des capteurs de position sur le montage avec pré-charge : a) Signal b) Spectre.	67
Figure 5.8- Diagrammes de Bode des filtres coupe-bande de Butterworth : a) Gain b) Phase.	68
Figure 5.9- Bruit filtré des capteurs de force sur le montage avec une pré-charge entre le tube et l'AVB : a) Signal temporel b) Spectre fréquentiel.	69



Figure 5.10- Seuils hors-tout et RMS des signaux temporels de bruit filtré : a) Force b) Position. .....	70
Figure 5.11- Moyennage des spectres instantanés. ....	75
Figure 5.12- Fenêtrage temporel sans chevauchement. ....	77
Figure 5.13- Fenêtrage temporel avec chevauchement. ....	78
Figure 6.1- Trajectoire du tube selon Y et Z pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a) 0 $\mu$ m b) 500 $\mu$ m c) 2000 $\mu$ m d) 4000 $\mu$ m. ....	80
Figure 6.2- Agrandissement de la trajectoire du tube près de l'AVB pour un jeu de 2000 $\mu$ m. ....	81
Figure 6.3- Signaux temporel de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a) 0 $\mu$ m b) 500 $\mu$ m c) 2000 $\mu$ m d) 4000 $\mu$ m. ....	82
Figure 6.4- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a) 0 $\mu$ m b) 500 $\mu$ m c) 2000 $\mu$ m d) 4000 $\mu$ m. ....	83
Figure 6.5- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1 avec un jeu de 4000 $\mu$ m et une meilleure résolution en fréquence de 0,05Hz. ....	84
Figure 6.6- Trajectoire du tube selon Y et Z pour une excitation autour du mode 1. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	85
Figure 6.7- Agrandissement du signal temporel de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1 et une pré-charge de -150 $\mu$ m. ....	86
Figure 6.8- Signaux temporels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	87
Figure 6.9- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	88
Figure 6.10- Trajectoire du tube selon Y et Z pour une excitation autour du mode 2. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	90
Figure 6.11- Agrandissement du signal temporel de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 2 et une pré-charge de -150 $\mu$ m. ....	91

Figure 6.12- Signaux temporels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 2. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	93
Figure 6.13- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 2. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	94
Figure 6.14- Signaux temporels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a) 0 $\mu$ m b) 500 $\mu$ m c) 2000 $\mu$ m d) 4000 $\mu$ m. ....	95
Figure 6.15- Agrandissement du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de 500 $\mu$ m. ....	96
Figure 6.16- Agrandissement sur un impact du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de 500 $\mu$ m. ....	97
Figure 6.17- Spectres fréquentiels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a) 0 $\mu$ m b) 500 $\mu$ m c) 2000 $\mu$ m d) 4000 $\mu$ m. ....	98
Figure 6.18- Signaux temporels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1. Pré- charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	99
Figure 6.19- Agrandissement du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de -250 $\mu$ m. ....	100
Figure 6.20- Agrandissement sur le glissement du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de -250 $\mu$ m. ....	101
Figure 6.21- Spectres fréquentiels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	102
Figure 6.22- Signaux temporels de la force de contact pour une excitation autour du mode 2. Pré- charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	104
Figure 6.23- Spectres fréquentiels de la force de contact pour une excitation autour du mode 2. Pré-charge de : a) 0 $\mu$ m b) -50 $\mu$ m c) -150 $\mu$ m d) -250 $\mu$ m e) -500 $\mu$ m. ....	105
Figure 7.1- Puissance d'usure calculée à l'aide des seuils de bruit RMS en fonction du jeu ou de la pré-charge. Force d'excitation autour du mode 1 d'amplitude : a) Faible b) Moyenne c) Élevée. .....	110

Figure 7.2- Puissance d'usure calculée par l'approche 1 en fonction du jeu ou de la pré-charge.

Force d'excitation autour du mode 1 d'amplitude : a) Faible b) Moyenne c) Élevée..... 112

Figure 7.3- Puissance d'usure calculée par l'approche 1 en fonction du jeu ou de la pré-charge.

Force d'excitation autour du mode 2 d'amplitude : a) Faible b) Moyenne c) Élevée..... 113

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

$a_1$	Coefficient adimensionnel de la forme normalisé du tube
$A$	Aire de section (m <sup>2</sup> )
$d$	Diamètre interne du tube (m)
$d_e$	Diamètre hydraulique équivalent (m)
$D$	Diamètre du tube (m)
$D_e$	Diamètre externe du tube (m)
$D_w$	Facteur d'échelle de longueur (m)
$E$	Module d'Young (Pa)
$f$	Fréquence (Hz)
$f_0$	Facteur d'échelle de fréquence (Hz)
$f_R$	Fréquence réduite
$F_{excitation}$	Force d'excitation (N)
$F_{frottement}$	Force de frottement (N)
$F_N$	Force de contact normale (N)
$F_{pré - ch arg e}$	Force de pré-charge (N)
$F_s$	Force de cisaillement (N)
$g$	Accélération gravitationnelle (m/s <sup>2</sup> )
$G_N$	Gain du filtre d'ordre N (dB)
$H_N$	Fonction de transfert du filtre d'ordre N
$I$	Second moment de surface (m <sup>4</sup> )
$k_r$	Constante de raideur en rotation (Nm/rad)
$k_t$	Constante de raideur en translation (N/m)
$K$	Constante d'instabilité fluide-élastique
$K_w$	Coefficient d'usure (m <sup>2</sup> /N)
$l$	Largeur de la barre AVB (m)
$l_m$	Longueur d'une travée (m)
$L$	Longueur (m)
$L_0$	Longueur de corrélation de référence (m)

$L_e$	Longueur du tube (m)
$n$	Nombre de modes de vibration du tube
$N_t$	Nombre de travées
$N$	Ordre du filtre
$m$	Masse linéique du tube (kg/m)
$m_h$	Masse hydrodynamique (kg/m)
$\dot{m}_{lg}$	Débit massique du fluide diphasique (kg/s)
$p_0$	Facteur d'échelle de pression (Pa)
$P$	Distance entre deux tubes (m)
$R$	Rayon de courbure du tube (m)
$s$	Distance de glissement (m)
$S_F(f)$	Densité spectrale de puissance ( $N^2/m^2s$ )
$\tilde{S}_F(f)$	Densité spectrale de puissance adimensionnelle
$\tilde{S}_F(f)_e$	Densité spectrale de puissance équivalente (Nm)
$\tilde{S}_F(f)_e^0$	Densité spectrale de puissance équivalente de référence (Nm)
$t$	Temps (s)
$U_p$	Vitesse d'écoulement du fluide diphasique (m/s)
$U_{pc}$	Vitesse critique d'instabilité fluide-élastique (m/s)
$V$	Effort tranchant (N)
$\dot{V}$	Taux d'enlèvement de matière ( $m^3/s$ )
$\dot{W}_N$	Puissance d'usure normale (w)
$\dot{W}_s$	Puissance d'usure en cisaillement (w)
$x$	Position sur l'axe x (m)
$X$	Paramètre de Martinelli
$y$	Position sur l'axe y (m)
$z$	Position sur l'axe z (m)
$\varepsilon_g$	Taux de vide du fluide diphasique (%)
$\lambda$	Valeur propre
$\lambda_c$	Longueur de corrélation (m)

$\mu$	Coefficient de frottement
$\mu_g$	Viscosité dynamique de la vapeur (Pas)
$\mu_l$	Viscosité dynamique de l'eau (Pas)
$\nu_g$	viscosité cinématique de la vapeur (m <sup>2</sup> /s)
$\nu_l$	viscosité cinématique de l'eau (m <sup>2</sup> /s)
$\nu_{TP}$	viscosité cinématique équivalente (m <sup>2</sup> /s)
$\phi_1(x)$	Forme normalisée du tube
$\phi_N$	Phase du filtre d'ordre N (rad)
$\rho$	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_g$	Densité de la vapeur (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_l$	Densité de l'eau (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_{TP}$	Densité homogène du fluide diphasique (kg/m <sup>3</sup> )
$\omega$	Fréquence radiale (rad/s)
$\omega_c$	Fréquence de coupure du filtre (rad/s)
$\zeta$	Taux d'amortissement
$\zeta_F$	Taux d'amortissement de frottement
$\zeta_S$	Taux d'amortissement structural
$\zeta_{SF}$	Taux d'amortissement du film mince
$\zeta_T$	Taux d'amortissement total
$\zeta_{TP}$	Taux d'amortissement de l'écoulement diphasique
$\zeta_v$	Taux d'amortissement visqueux
<i>AVB</i>	Barre anti-vibration
<i>BWC</i>	Babcock & Wilcox Canada
<i>CRSNG</i>	Conseil de recherche en sciences naturelles en génie du Canada
<i>EACL</i>	Énergie Atomique du Canada Limitée
<i>EPSP</i>	Densité spectrale de puissance équivalente
<i>PSD</i>	Densité spectrale de puissance
<i>RMS</i>	Moyenne quadratique

## LISTE DES ANNEXES

ANNEXE I	VALEURS PROPRES : POUTRE SUPPORTÉE PAR DES RESSORTS .....	128
ANNEXE II	FICHES TECHNIQUES DE L'INSTRUMENTATION .....	129
ANNEXE III	CALCULS THÉORIQUES .....	137
ANNEXE IV	FILTRES DE BUTTERWORTH .....	144
ANNEXE V	CODES MATLAB .....	146

## INTRODUCTION

Une multitude de phénomènes dynamiques trouvent leur origine dans l'interaction entre le mouvement d'une structure et d'un fluide. Dans certaines applications, cette interaction est nécessaire au fonctionnement des systèmes. Par exemple, l'interaction entre les pales d'une hélice de navire et l'eau permet sa propulsion. Cependant, l'écoulement d'un fluide engendre, la plupart du temps, des vibrations qui peuvent être la source de bris mécaniques et de dysfonctionnement. C'est d'ailleurs le cas des faisceaux de tubes cylindriques que l'on retrouve dans les générateurs de vapeur de réacteurs nucléaires.

Un générateur de vapeur est utilisé dans le but de transformer l'eau en vapeur. Dans les réacteurs nucléaires de type CANDU tel que schématisé à la Figure 1.1, l'énergie thermique est transmise du cycle primaire, représenté par l'écoulement en jaune, au cycle secondaire indiqué en rouge et bleu. D'une part, le cycle primaire contient de l'eau lourde sous haute pression qui a préalablement été chauffée par la réaction de la fission nucléaire. L'eau lourde circule à l'intérieur des tubes en U contenus dans le générateur de vapeur. D'autre part, le cycle secondaire est un écoulement qui circule à environ 5m/s entre les tubes de ce faisceau tubulaire. Le transfert de chaleur au travers de la paroi d'environ 1,0mm des tubes permet la transformation de l'eau du cycle secondaire en vapeur. La vapeur est ensuite utilisée afin de faire tourner les turbines à vapeur qui génèrent l'électricité.

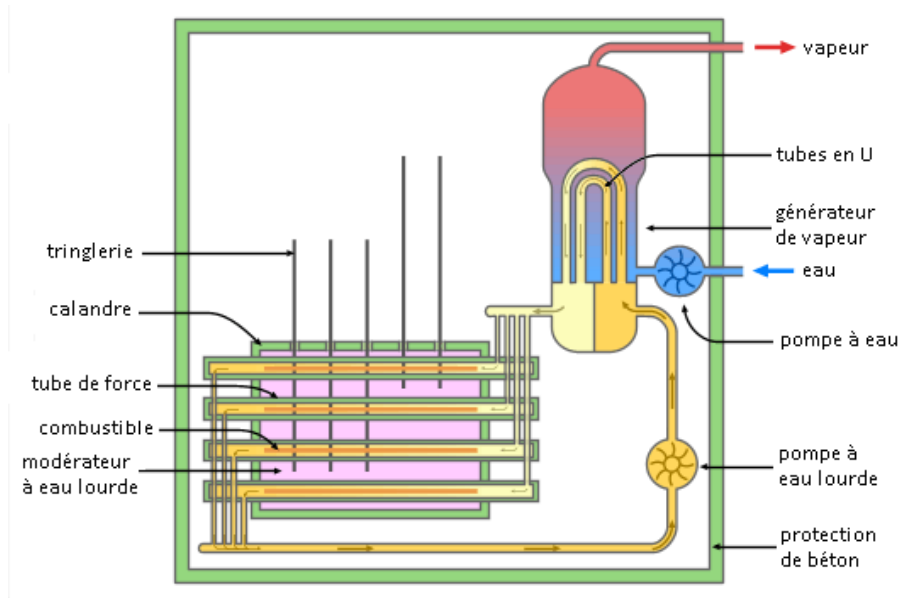


Figure 1.1- Schéma d'un réacteur nucléaire CANDU. Traduit de [1].



Cependant, l'écoulement diphasique transverse eau/vapeur du cycle secondaire induit la vibration des tubes en U des générateurs de vapeur, à la fois dans le plan et hors-plan. Afin de prévenir une amplitude de vibration trop élevée dans le plan, les tubes sont supportés par des barres anti-vibration (AVB) au niveau de leur section coudée. La Figure 1.2 présente un générateur de vapeur et un plan agrandi de la section en U des tubes. Un jeu minimal entre les tubes et les AVB est fixé afin de permettre l'expansion thermique des tubes et de prévenir les risques de perforation provenant de l'usure par frottement. La fabrication des générateurs de vapeur étant complexe, des jeux plus larges entre les tubes et les AVB sont souvent observés. Cela a pour effet d'augmenter les forces d'impact et le frottement des tubes contre les AVB.

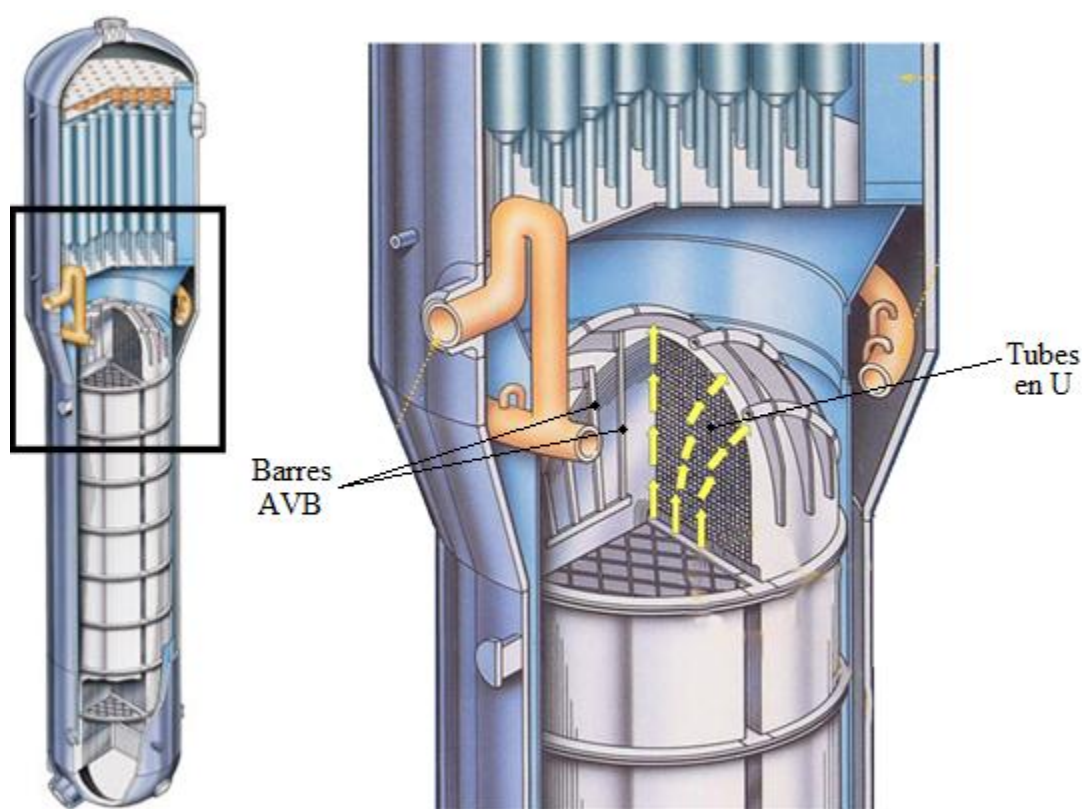


Figure 1.2- Générateur de vapeur de réacteur nucléaire [2].

L'augmentation de l'usure par frottement entraîne la perforation prématurée des tubes, pouvant parfois résulter à l'arrêt complet de la centrale et à des coûts d'entretien importants. La Figure 1.3 montre un exemple d'usure par frottement des tubes contre leurs supports.

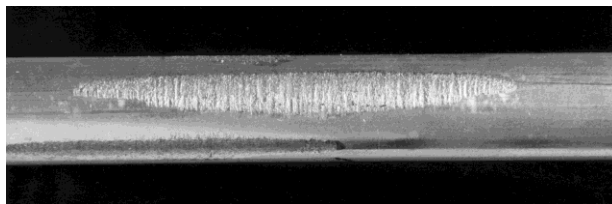


Figure 1.3- Usure par frottement d'un tube de générateur de vapeur de réacteur nucléaire.

En 2010, la production d'électricité totale provenant de l'énergie nucléaire a atteint 2630 térawatt-heure soit 13.8% de la production mondiale d'électricité. Les plus grands producteurs d'énergie nucléaire sont les États-Unis pour 30.6% de l'apport mondial avec 104 réacteurs nucléaires, suivi de la France (15.6%) et du Japon (10.6%). Certains pays sont très dépendants de l'énergie nucléaire, tels que la France et la Lituanie dont le pourcentage de leur électricité qui est produit à partir du nucléaire est respectivement de 78% et 69.6%. Quant au Canada, sa proportion d'électricité provenant du nucléaire est de 14.8%. Comme les premiers réacteurs Canadiens ont été conçus et mis en service dans les années 50, plusieurs d'entre eux arrivent maintenant au terme de leur durée de vie estimée. La compréhension et la résolution des problèmes encourus par ces premières unités sont donc essentielles afin de ne pas répéter les erreurs du passé et d'optimiser les modèles à venir.

En écoulement diphasique transverse, le comportement dynamique des tubes est régi par les mécanismes d'excitation et d'amortissement. Différentes études ont d'ailleurs été menées dans le but de mieux comprendre les mécanismes résultant des écoulements diphasiques transverses [3-10]. D'abord, les mécanismes d'excitation provoquent la vibration des tubes en amplifiant la réponse vibratoire. Un des mécanismes de vibration les plus importants dans les générateurs de vapeur est l'instabilité fluide-élastique qui provient de l'interaction entre les forces induites par l'écoulement du fluide et le mouvement de la structure. Lorsque la vitesse d'écoulement atteint la vitesse critique d'instabilité fluide-élastique, la réponse vibratoire des tubes augmente abruptement. Cela a pour effet d'augmenter les forces d'impact et le frottement des tubes contre les AVB. D'autre part, les mécanismes d'amortissement atténuent la réponse vibratoire des tubes en dissipant l'énergie mécanique.

Afin de prédire la durée de vie des tubes de générateurs de vapeur, la puissance d'usure par frottement est le paramètre utilisé. L'usure par frottement dépend de plusieurs facteurs tels que les matériaux utilisés dans la fabrication des tubes et des AVB, les conditions d'opération à

l'intérieur du générateur de vapeur ainsi que l'interaction dynamique entre les tubes et les AVB c'est-à-dire la fréquence et l'amplitude d'excitation, ainsi que les forces de contact et le déplacement de glissement. Plusieurs modèles numériques ont été développés afin de prédire le comportement dynamique des tubes en interaction avec leurs AVB et d'estimer la puissance d'usure par frottement [11-14]. Cependant, l'évolution de ces modèles n'est possible que grâce aux connaissances acquises par diverses études expérimentales [2, 15].

Dans le cadre de la présente étude expérimentale, le comportement vibratoire d'un tube en interaction avec une barre plate est étudié en reproduisant la configuration tube/support telle que rencontrée dans les générateurs de vapeur de réacteurs nucléaires. Cette étude vise à établir l'efficacité des barres AVB pour contrôler le mouvement du tube et la puissance d'usure résultante. Une première étude expérimentale avait déjà été effectuée dans le but de caractériser le comportement dynamique d'un tube de générateur de vapeur en interaction avec une AVB [2]. Les résultats obtenus à partir de ce banc d'essais ont été utilisés afin de calculer la puissance d'usure par frottement et d'établir la durée de vie des tubes en fonction de divers paramètres. Cependant, les résultats étaient de faible précision et de pauvre répétabilité. Pour améliorer la qualité des résultats, une analyse plus approfondie du phénomène, ainsi que plusieurs modifications du montage, du traitement de signal et de la procédure expérimentale sont nécessaires. Pour faciliter la modélisation du problème, un tube droit d'une longueur de 2 travées et une barre AVB situé au centre du tube sont utilisés. Le comportement dynamique est paramétré selon le jeu entre le tube et l'AVB et selon la force d'excitation. Ce projet a été réalisé en plusieurs étapes telles que décrites ici :

- a) Amélioration du montage et de la procédure expérimentale.
- b) Prises de mesures de la force de contact et du déplacement entre le tube et l'AVB en fonction du jeu et de la force d'excitation.
- c) Élaboration d'une méthode de traitement de signal pour le calcul de la puissance d'usure par frottement.
- d) Interprétation et exploitation des résultats obtenus.

Ce mémoire est divisé en 8 chapitres. D'abord, le chapitre 1 constitue la revue de la littérature qui regroupe l'avancement des principaux travaux de recherche relatifs au domaine. Ensuite, le chapitre 2 décrit la méthodologie générale employée afin de répondre aux objectifs du

projet. Le chapitre 3 présente le design du montage expérimental avec les modifications qui y ont été apportées. La procédure expérimentale est subséquentement présentée au chapitre 4 afin de détailler la méthodologie utilisée lors de la prise de mesures et lors de l'analyse des résultats. Le chapitre 5 suivant décrit le traitement de signal développé pour éliminer le bruit des signaux temporels et calculer la puissance d'usure avec précision. Les résultats quant à la réponse vibratoire et quant au calcul de la puissance d'usure sont ensuite présentés et analysés aux chapitres 6 et 7 respectivement. Au chapitre 8, une discussion et quelques recommandations sont effectuées afin d'aider le déroulement des travaux futurs et l'avancement de la recherche dans le domaine.

## CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE

Afin d'être apte à caractériser le comportement vibratoire d'un tube de générateur de vapeur en interaction avec une AVB, certaines connaissances doivent d'abord être assimilées. Cette revue de la littérature rassemble donc l'ensemble des travaux de recherche et des notions acquises à ce jour, nécessaires à une compréhension judicieuse du domaine.

Dans un premier temps, la théorie sur la vibration libre d'une poutre est explorée dans le but de mieux comprendre la dynamique vibratoire d'un tube de générateur de vapeur. L'équation d'amplitude, les différentes conditions aux frontières et les modes et fréquences propres d'une poutre sont développés. Les paramètres responsables des forces induites par les écoulements diphasiques sont ensuite déterminés. Pour ce faire, une révision des différents régimes d'écoulement et des mécanismes d'excitation et d'amortissement est effectuée. De plus, afin de saisir le caractère non-linéaire de la réponse des tubes, la dynamique du contact entre les tubes et les supports est abordée. Finalement, une investigation des publications concernant l'usure des tubes de générateur de vapeur est réalisée. Plusieurs travaux de recherche, études expérimentales et modèles numériques sont cités en abordant l'usure par frottement tant d'un point de vue microscopique que macroscopique. Les paramètres de la puissance d'usure qui servent à quantifier l'usure des tubes de générateur de vapeur sont définis.

### 1.1 Vibration libre d'une poutre

Le modèle d'une poutre de Bernoulli-Euler en vibration transverse est généralement utilisé afin de décrire le comportement vibratoire du tube d'échangeur de chaleur [16-17]. Ce modèle peut être utilisé pour différentes géométries à condition qu'elles respectent certains critères. D'abord, le rayon de courbure en tout point de la poutre doit être grand par rapport à l'aire de la section. De plus, les dimensions de la section doivent être négligeables devant la longueur de la poutre. L'hypothèse selon laquelle les sections droites restent planes sans gauchissement et perpendiculaires à la courbure moyenne peut alors être posée.

Les équations d'amplitude, de modes propres et de fréquences naturelles sont déterminées pour différentes conditions aux frontières. Les modèles d'une poutre simplement supportée et encastrée à ses deux extrémités sont respectivement utilisés afin de modéliser le tube de générateur de vapeur et la barre AVB.

### 1.1.1 Équation d'amplitude

La vibration transverse d'une poutre mince et uniforme est un problème de vibration dans lequel l'élasticité et la masse sont distribuées uniformément le long de la poutre. Le schéma d'une poutre de Bernoulli-Euler est présenté à la Figure 1.4. Pour le cas en vibration libre, la somme des moments et des forces est effectuée sur un élément infinitésimal de la poutre. La poutre a une section d'aire  $A$ , une masse volumique  $\rho$ , une rigidité en flexion  $EI$  et un effort tranchant  $v$ .

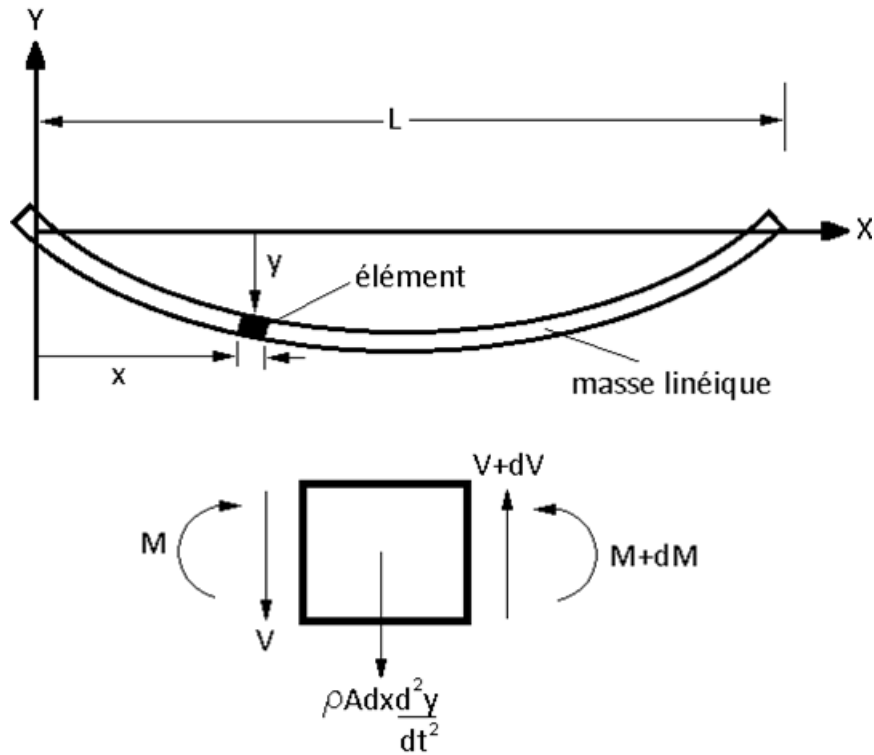


Figure 1.4- Schéma d'une poutre de Bernoulli-Euler.

En effectuant la somme des forces et la somme des moments, l'équation du mouvement pour de faibles déplacements est obtenue comme suit :

$$\frac{d^4 y(x,t)}{dx^4} + \left( \frac{\rho A}{EI} \right) \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} = 0 \quad (1.1)$$

Lorsqu'une poutre vibre à un mode normal, la flèche varie harmoniquement dans le temps. Par séparation de variables, la flèche peut donc s'écrire comme suit :

$$y(x,t) = Y(x)(B_1 \sin \omega t + B_2 \cos \omega t) \quad (1.2)$$

où  $Y$  est une fonction de  $x$  qui définit la forme du mode normal ou l'amplitude de vibration de la poutre selon la position sur l'axe  $x$ ,  $\omega$  est la fréquence radiale de vibration du mode,  $B_1$  et  $B_2$  sont des constantes à déterminer. En substituant la solution  $y(x, t)$  de l'équation 1.2 dans l'équation du mouvement de la poutre 1.1, l'équation des valeurs propres, représentées par le nombre d'onde  $\lambda$ , peut être obtenue :

$$\begin{aligned} \frac{d^4 Y(x)}{dx^4} &= \left( \frac{\rho A}{EI} \right) \omega^2 Y(x) = \lambda^4 Y(x) \\ \Rightarrow \lambda^4 &= \left( \frac{\rho A}{EI} \right) \omega^2 \end{aligned} \quad (1.3)$$

La solution générale de l'amplitude des modes est donc :

$$Y(x) = C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x + C_3 \cosh \lambda x + C_4 \sinh \lambda x \quad (1.4)$$

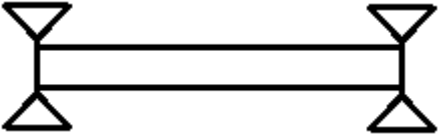
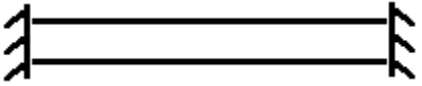
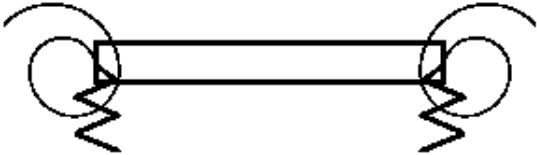
où  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  et  $C_4$  sont de nouvelles constantes qui peuvent être déterminées à partir des conditions aux frontières de la poutre. Comme il existe une infinité de solutions, chacune des valeurs propres  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$  correspond à un mode de vibration. La solution finale sera donc donnée par :

$$y_n(x, t) = Y_n(x)(B_1 \sin \omega_n t + B_2 \cos \omega_n t) \quad (1.5)$$

### 1.1.2 Conditions aux frontières

Une travée d'un tube de générateur de vapeur et la barre AVB peuvent être modélisés comme une poutre supportée à ses deux extrémités par les mêmes conditions aux rives, soit par des appuis simples, des encastremets ou des appuis élastiques. Le Tableau 1.1 résume les équations qui doivent être appliquées en  $x_0 = 0$  et en  $x_0 = L$  pour chacun des trois types de conditions aux rives. Les constantes  $k_r$  et  $k_t$  représentent respectivement la constante de raideur des ressorts contraints en rotation et en translation.

Tableau 1.1- Conditions aux frontières pour certains types d'appuis [16].

Type d'appuis	Schéma de l'appui	Conditions aux frontières	
Simples		$Y(x_0) = 0$	$\left. \frac{d^2 Y}{dx^2} \right _{x_0} = 0$
Encastrés		$Y(x_0) = 0$	$\left. \frac{dY}{dx} \right _{x_0} = 0$
Élastiques		$\left. \frac{d^2 Y}{dx^2} \right _{x_0} = \frac{k_r}{EI} \left. \frac{dY}{dx} \right _{x_0}$	$\left. \frac{d^3 Y}{dx^3} \right _{x_0} = -\frac{k_t}{EI} Y(x_0)$

### 1.1.3 Modes propres

En substituant les conditions aux frontières dans l'équation d'amplitude 1.4, il est possible d'obtenir l'équation des valeurs propres pour chacun des trois types d'appuis. Les valeurs propres de chaque mode peuvent finalement être calculées tel que présenté au Tableau 1.2.

Tableau 1.2- Équations des valeurs propres pour certains types d'appuis [16].

Type d'appuis	Équation des valeurs propres	Valeurs propres $\lambda_n L$ pour $n = 1, 2, 3, 4$
Simples	$\sin(\lambda_n L) = 0$	3,142 6,283 9,425 12,566
Encastrés	$\cos(\lambda_n L) \cosh(\lambda_n L) = 1$	4,730 7,853 10,996 14,137
Élastiques	$\begin{aligned} & [(\lambda_n L)^4 + RT]^2 - [2(\lambda_n L)^2 (R^2 - T^2)] \sinh(\lambda_n L) \sin(\lambda_n L) + \\ & [4(\lambda_n L)^4 RT - ((\lambda_n L)^4 - RT)^2] \cosh(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L) - \\ & [2\lambda_n L ((\lambda_n L)^4 - RT) ((\lambda_n L)^2 R + T)] \sin(\lambda_n L) \cosh(\lambda_n L) - \\ & [2\lambda_n L ((\lambda_n L)^4 - RT) ((\lambda_n L)^2 R + T)] \cos(\lambda_n L) \sinh(\lambda_n L) = 0 \end{aligned}$	Voir Annexe I



Pour des appuis élastiques aux deux extrémités, les valeurs de  $T$  et de  $R$  sont calculées comme suit :

$$T = \frac{k_t L^3}{EI} \quad \text{et} \quad R = \frac{k_r L}{EI} \quad (1.6)$$

Finalement, la fréquence naturelle de chaque mode est donnée par :

$$\omega_n = (\lambda_n L)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho L^4}} \quad (1.7)$$

## 1.2 Vibration d'un tube de générateur de vapeur soumis à un écoulement diphasique

Le comportement vibratoire des tubes de générateur de vapeur est gouverné par les mécanismes d'excitation et d'amortissement [8].

D'une part, les mécanismes d'excitation suivants provoquent et amplifient la réponse vibratoire des tubes de générateur de vapeur:

- a) L'instabilité fluide-élastique : résultat de l'interaction entre les forces induites par l'écoulement et le mouvement de la structure.
- b) Le détachement périodique du sillage : émission de vortex qui provoquent des forces de pression fluctuantes et périodiques.
- c) Les excitations aléatoires : forces aléatoires provenant de la turbulence de l'écoulement.
- d) La résonance acoustique : augmentation de l'amplitude de vibration lorsque la fréquence d'excitation est près de la fréquence naturelle.

D'autre part, les mécanismes d'amortissement réduisent l'amplitude de vibration des tubes en absorbant l'énergie mécanique. Dans les générateurs de vapeur, on distingue quatre mécanismes d'amortissement :

- a) L'amortissement par frottement entre les tubes et les supports.
- b) L'amortissement dû au film mince (squeeze-film) au niveau des supports.
- c) L'amortissement visqueux entre la paroi des tubes et le fluide externe.
- d) L'amortissement dû à l'écoulement diphasique.

Dans ce qui suit, les différents régimes d'écoulement diphasiques susceptibles de causer plus ou moins d'oscillation des tubes sont présentés. Étant le mécanisme d'excitation le plus critique, l'instabilité fluide-élastique est ensuite définie. De plus, la méthode utilisée afin de déterminer les forces d'excitation aléatoires engendrées par les écoulements diphasiques est présentée. Une brève revue des différents mécanismes d'amortissement explique finalement les équations semi-empiriques utilisées afin de calculer l'amortissement total dans les générateurs de vapeur.

### 1.2.1 Régimes d'écoulement

Afin d'évaluer les vibrations induites par un écoulement diphasique, il est nécessaire d'avoir quelques connaissances sur les différents régimes d'écoulement. D'abord, les écoulements monophasiques peuvent être caractérisés par la vitesse moyenne de l'écoulement, le profil de vitesse, le nombre de Reynolds et la densité du fluide. Pour un écoulement en régime laminaire, le profil de vitesse est parabolique tandis qu'il est plat pour un écoulement en régime turbulent. En écoulement diphasique, plusieurs autres paramètres sont essentiels afin de définir le régime d'écoulement, soit : la tension de surface, la densité des phases liquide et gazeuse, la configuration de la trajectoire de l'écoulement, le débit massique, le taux de vide et les forces gravitationnelles [7]. La Figure 1.5 présente la carte des régimes d'écoulement diphasique de Grant et Murray en fonction du paramètre de Martinelli et de la vitesse adimensionnelle du gaz.

Pour un écoulement diphasique transverse dans un faisceau de tube, le paramètre de Martinelli  $X$  et la vitesse adimensionnelle du gaz  $U_g$  sont donnés par :

$$X = \left( \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.4} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (1.8)$$

$$U_g = \frac{\dot{m}_{lg}}{[d_e g \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0.5}} \quad (1.9)$$

où  $\varepsilon_g$  est le taux de vide,  $\rho_l$  et  $\rho_g$  sont respectivement les densités d'eau et de vapeur,  $\mu_l$  et  $\mu_g$  sont respectivement les viscosités dynamiques d'eau et de vapeur,  $\dot{m}_{lg}$  est le débit massique entre

les tubes et  $g$  est l'accélération gravitationnelle. Le diamètre hydraulique équivalent  $d_e$  est égal à  $2(P - D)$ ,  $P$  étant la distance entre deux tubes et  $D$  le diamètre externe.

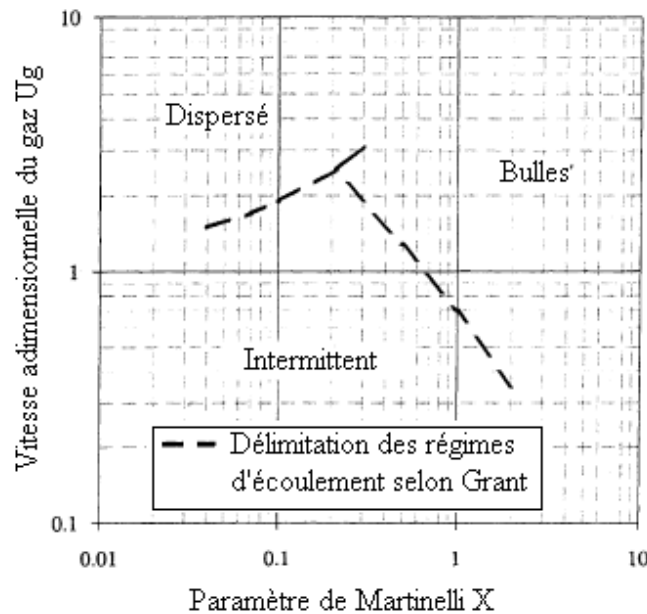


Figure 1.5- Carte des régimes d'écoulement diphasique de Grant et Murray. Traduit de [8].

Trois types de régimes d'écoulement diphasique ont été définis, soit le régime à bulle, le régime intermittent et le régime dispersé. D'une part, les régimes à bulle et dispersé sont des écoulements continus qui engendrent peu d'oscillations critiques des tubes de générateur de vapeur. D'autre part, le régime intermittent est caractérisé par des périodes d'engorgement d'eau suivies de rafales de vapeur sous forme de jets. Tel que mentionné dans plusieurs articles, l'écoulement diphasique intermittent doit être évité dans les générateurs de vapeur et plus spécifiquement dans la région coudée des tubes en U [18-19]. Cependant, comme il n'est pas toujours possible de contrôler tous les paramètres de l'écoulement, ce régime d'écoulement entraîne souvent de grandes amplitudes de vibration et facilite l'instabilité fluide-élastique.

### 1.2.2 Instabilité fluide-élastique

L'instabilité fluide-élastique est le mécanisme d'excitation le plus critique rencontré dans les générateurs de vapeur. Celui-ci a d'abord été étudié pour les faisceaux de tubes soumis aux écoulements monophasiques de vapeur ou d'eau. Des chercheurs ont d'ailleurs compilé plusieurs études afin de présenter un résumé complet de l'instabilité fluide-élastique en écoulement

monophasique [20]. Il a cependant été prouvé que le comportement d'instabilité fluide élastique d'un écoulement diphasique continu est très semblable à celui d'un écoulement monophasique [5]. D'un point de vue mécanique, le champ de vitesse d'un écoulement transverse au travers d'un faisceau de tubes flexibles entraîne leur vibration. Le déplacement de la structure provoque ainsi un changement du champ de vitesse de l'écoulement et une modification des forces du fluide agissant sur les tubes. En d'autres termes, l'amortissement structural des tubes, qui tend à atténuer la vibration, s'oppose au changement de vitesse et modifie les forces du fluide. L'énergie dissipée par l'amortissement des tubes fait donc concurrence à l'énergie transmise aux tubes par les forces du fluide. Lorsque l'énergie fournie aux tubes est supérieure à l'énergie dissipée, la réponse vibratoire des tubes augmente abruptement. L'instabilité fluide-élastique peut être exprimée en termes de la vitesse d'écoulement et du paramètre masse-amortissement adimensionnels tel que décrit par la relation suivante [7] :

$$\underbrace{\frac{U_{pc}}{fD}}_{\substack{\text{vitesse d'écoulement} \\ \text{adimensionnelle}}} = K \underbrace{\left( \frac{2\pi\zeta m}{\rho D^2} \right)^{1/2}}_{\substack{\text{paramètre masse-amortissement} \\ \text{adimensionnelle}}} \quad (1.10)$$

où  $U_{pc}$  est la vitesse critique d'instabilité fluide-élastique de l'écoulement,  $f$  est la fréquence naturelle du tube,  $D$  est le diamètre du tube,  $\zeta$  est le taux d'amortissement total,  $m$  est la masse linéique du tube,  $\rho$  est la densité du fluide et  $K$  est la constante d'instabilité fluide-élastique. La constante d'instabilité fluide-élastique recommandée, pour un ratio  $P/D > 1,47$  comme dans la majorité des générateurs de vapeur, est de 3. Lorsque la vitesse de l'écoulement  $U_p$  atteint la vitesse critique  $U_{pc}$ , l'amplitude d'oscillation des tubes augmente brusquement. Il est donc primordial d'éviter de telles vitesses afin de restreindre la vibration des tubes à de faibles amplitudes.

### 1.2.3 Excitation aléatoire

L'excitation aléatoire des tubes due à la turbulence peut être significative lors d'un écoulement diphasique transverse, surtout dans la région coudée des tubes en U [9]. Les forces d'excitation aléatoires par unité de longueur du tube doivent être présentées sous une forme normalisée afin de représenter le mécanisme d'excitation de l'écoulement turbulent transverse

dans les générateurs de vapeur. Plusieurs méthodes ont été utilisées pour tenter de normaliser les résultats [21-22], mais la méthode adoptée à ce jour est la densité spectrale de puissance équivalente (EPSPD) [23].

La densité spectrale de puissance  $S_F(f)$  peut être exprimée de manière adimensionnelle en utilisant un facteur d'échelle de pression et de fréquence. La forme adimensionnelle est donnée par l'expression suivante :

$$\tilde{S}_F(f_R) = \frac{S_F(f)}{(p_0 D)^2} f_0 \quad (1.11)$$

où  $f_R$  est la fréquence réduite définie comme étant  $f / f_0$ ,  $p_0$  est le facteur d'échelle de pression et  $f_0$  est le facteur d'échelle de fréquence.

Les facteurs d'échelle de pression et de fréquence dépendent de  $D_w$ , le facteur d'échelle de longueur. Ceux-ci sont donnés par les équations suivantes :

$$p_0 = \rho_f g D_w \quad (1.12)$$

$$f_0 = \frac{U_p}{D_w} \quad (1.13)$$

$$D_w = \frac{0.1 D}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} \quad (1.14)$$

Une relation liant la densité spectrale de puissance (SPD) et la densité spectrale de puissance équivalente (EPSPD) a été proposée, tel que décrit par la relation suivante :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e = \tilde{S}_F(f_R) \frac{\lambda_c}{L_e} \quad (1.15)$$

où  $\lambda_c$  est la longueur de corrélation et  $L_e$  est la longueur du tube. La longueur de corrélation décrit la dimension d'une fluctuation de l'EPSPD, c'est-à-dire la distance qu'il faut parcourir le long du tube pour que l'EPSPD varie significativement. Due à la complexité de cette grandeur, il n'existe à ce jour que très peu d'études portant sur l'estimation de la longueur de corrélation.

De plus, pour une excitation au premier mode de vibration, l'ESPD peut également être calculée en termes de déplacement du tube  $y(x)$  tel que défini par la relation suivante :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e = \frac{64\pi^3 m^2 f_1^3 \zeta_1 \overline{y^2(x)} f_0}{\phi_1(x)^2 a_1 (p_0 D)^2} \quad (1.16)$$

où  $f_1$  est la fréquence naturelle du premier mode,  $\zeta_1$  le coefficient d'amortissement,  $\phi_1(x)$  la forme normalisée,  $a_1$  le coefficient adimensionnel qui dépend des conditions aux frontières du tube et  $y(x)$  l'amplitude du déplacement à la position  $x$  sur l'axe du tube.

Le Tableau 1.3 permet d'obtenir les valeurs du coefficient adimensionnel  $a_1$  et la forme normalisée  $\phi_1(x)$  du premier mode pour différentes conditions aux frontières d'une poutre.

Tableau 1.3- Valeurs de  $a_1$  et  $\phi_1(x)$  pour différentes conditions aux frontières [22].

Configuration du tube	Encastrement-encastrement	Encastrement-Appui simple	Encastrement-libre	Appui simple-Appui simple
$a_1$	0.8	0.9	0.5	1.11
$\phi_1(x)$	2.522	2.278	4	2

En utilisant la relation 1.16, il n'est donc pas nécessaire de connaître la longueur de corrélation afin de déterminer l'ESPD. La densité spectrale de puissance équivalente de référence est plutôt utilisée afin de comparer les densités spectrales de puissance équivalentes pour différentes géométries et longueurs de tube. La densité spectrale de puissance équivalente de référence est définie par :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e^0 = \tilde{S}_F(f_R)_e \frac{L_e}{L_0} \quad (1.17)$$

où  $L_0$  est la longueur de corrélation de référence fixée à 1m.

Plusieurs auteurs ont étudié les forces aléatoires agissant sur les tubes de générateur de vapeur qui proviennent des écoulements diphasiques et ont pu proposer des recommandations préliminaires [23-24]. En compilant ces diverses études expérimentales menées dans des écoulements d'air-eau et de vapeur-eau, une limite supérieure de la densité de puissance équivalente en fonction de la fréquence réduite a pu être établie. La Figure 1.6 présente la compilation des résultats normalisés de ces études expérimentales.

La densité de puissance équivalente se trouve toujours en deçà de la limite supérieure définie par l'une ou l'autre des équations suivantes, ce qui permet de calculer des forces d'excitation aléatoires de manière conservative :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e^0 = 16 \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-0.5} \quad \text{pour } 0.001 \leq \frac{f}{f_0} \leq 0.05 \quad (1.18)$$

$$\tilde{S}_F(f_R)_e^0 = 2 \times 10^{-3} \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-3.5} \quad \text{pour } 0.05 \leq \frac{f}{f_0} \leq 1 \quad (1.19)$$

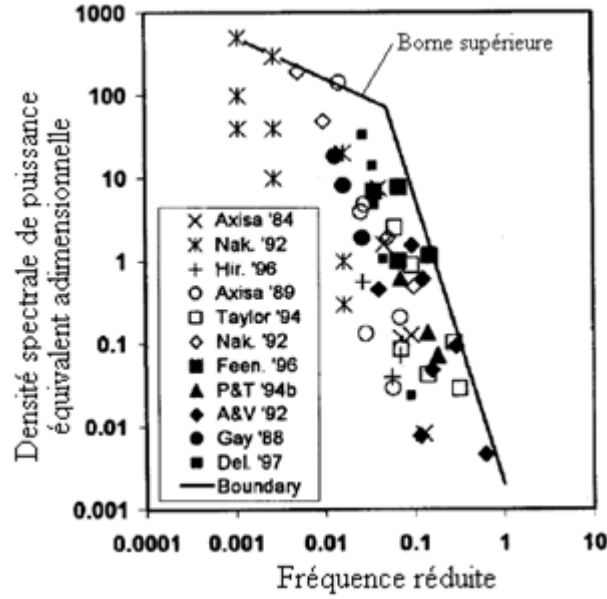


Figure 1.6- Recommandations des forces d'excitation aléatoires d'un écoulement diphasique.

Traduit de [9].

### 1.2.4 Amortissement

Les mécanismes d'amortissement dominants dans les générateurs de vapeur proviennent de l'interaction entre les tubes et les supports (i.e. frottement, film mince, contact visqueux et écoulement diphasique) [25]. Une étude récente a été réalisée dans le but de comprendre l'effet de l'amortissement des tubes en écoulement diphasique [26]. L'amortissement total  $\zeta_T$  peut être calculé en additionnant la contribution de chaque mécanisme d'amortissement tel que décrit par l'équation suivante :

$$\zeta_T = \zeta_s + \zeta_v + \zeta_{TP} \quad (1.20)$$

où  $\zeta_s$  est l'amortissement structural qui comprend à la fois l'amortissement des tubes, l'amortissement par frottement ( $\zeta_F$ ) et l'amortissement dû au film mince ( $\zeta_{SF}$ ),  $\zeta_v$  est l'amortissement visqueux et  $\zeta_{TP}$  est l'amortissement dû aux phénomènes diphasiques.

Pour un taux de vide modéré, c'est-à-dire dans le cas où le contact entre les tubes et les supports est humide, l'amortissement des supports est donné par :

$$\zeta_s = \zeta_F + \zeta_{SF} = \left( \frac{N_t - 1}{N_t} \right) \left[ \frac{1460}{f} \left( \frac{\rho_l D^2}{m} \right) + 0.5 \right] \left( \frac{L}{l_m} \right)^{1/2} \quad (1.21)$$

$m$  étant la masse linéique totale incluant la masse hydrodynamique,  $L$  étant l'épaisseur du support,  $l_m$  étant la longueur d'une travée et  $N_t$  étant le nombre de travées.

La masse hydrodynamique est la masse dynamique équivalente du fluide qui vibre avec le tube. Pour un écoulement diphasique, elle est définie par l'expression suivante :

$$m_h = \left( \frac{\pi}{4} \rho_{TP} D^2 \right) \left[ \frac{(D_e / D)^2 + 1}{(D_e / D)^2 - 1} \right] \quad (1.22)$$

où  $\rho_{TP}$  est la densité homogène du mélange diphasique d'eau et de vapeur et  $(D_e / D)$  est un ratio qui représente la mesure du confinement. Ceux-ci peuvent être approximés par les équations suivantes [4]:

$$\rho_{TP} = \rho_l (1 - \varepsilon_g) + \rho_g \varepsilon_g \quad (1.23)$$

$$D_e / D = (0.96 + 0.5 P / D) P / D \quad (1.24)$$

Cependant, si le contact entre les tubes et les supports est sec, comme dans le cas d'un taux de vide très élevé, l'amortissement dû au film mince est nul. L'amortissement des supports devient alors :

$$\zeta_s = \zeta_F = 5 \left( \frac{N_t - 1}{N_t} \right) \left( \frac{L}{l_m} \right)^{1/2} \quad (1.25)$$

De plus, l'amortissement visqueux entre les tubes et le fluide externe est donné en fonction de la viscosité cinématique équivalente  $\nu_{TP}$  par :



$$\zeta_v = \frac{100}{\sqrt{8}} \pi \left( \frac{\rho_{TP} D^2}{m} \right) \left( \frac{2\nu_{TP}}{\pi f D^2} \right)^{1/2} \left\{ \frac{[1 + (D/D_e)^3]}{[1 - (D/D_e)^2]^2} \right\} \quad (1.26)$$

$$\nu_{TP} = \nu_l / [1 + \varepsilon_g (\nu_l / \nu_g - 1)] \quad (1.27)$$

avec  $\nu_l$  et  $\nu_g$  étant respectivement les viscosités cinématiques de l'eau et de la vapeur. L'amortissement visqueux est cependant significatif seulement pour de faibles taux de vide. Pour un taux de vide supérieur à 40%, celui-ci peut être négligé.

Finalement, l'amortissement dû à l'écoulement diphasique dépend fortement du taux de vide, des propriétés du fluide et du régime d'écoulement diphasique. Il est directement relié au confinement et au ratio de masse hydrodynamique, mais faiblement dépendant de la fréquence du tube et de la vitesse du fluide. Une équation semi-empirique a donc pu être développée à partir de données expérimentales [26]:

$$\zeta_{TP} = 4 \left( \frac{\rho_l D^2}{m} \right) [f(\varepsilon_g)] \left\{ \frac{[1 + (D/D_e)^3]}{[1 - (D/D_e)^2]^2} \right\} \quad (1.28)$$

$f(\varepsilon_g)$  est une fonction du taux de vide qui peut être trouvée par :

$$\begin{aligned} f(\varepsilon_g) &= \varepsilon_g / 40 && \text{pour } \varepsilon_g < 0.4 \\ f(\varepsilon_g) &= 1 && \text{pour } 0.4 \leq \varepsilon_g \leq 0.7 \\ f(\varepsilon_g) &= 1 - (\varepsilon_g - 70) / 30 && \text{pour } \varepsilon_g > 0.7 \end{aligned} \quad (1.29)$$

En général, des coefficients d'amortissement entre 1,5 et 4% sont typiques pour des composantes de réacteurs nucléaires [26].

Ainsi, il a été montré que les différents régimes d'écoulement diphasique peuvent entraîner plus ou moins d'oscillation des tubes de générateur de vapeur. Selon le régime d'écoulement, les tubes entrent en vibration suivant les divers mécanismes d'excitation. Puisque ce sont l'instabilité fluide-élastique et l'excitation aléatoire qui engendrent le plus de vibration, seuls ces deux mécanismes ont été détaillés. Les mécanismes d'excitation sont cependant restreints par la présence d'amortissement dans les générateurs de vapeur, qui réduisent l'amplitude du déplacement des tubes. Afin de prévoir leur réponse vibratoire, il est donc important de comprendre la contribution de chaque mécanisme d'amortissement.

### 1.3 Dynamique du contact d'un tube de générateur de vapeur soutenu par un support

La vibration des tubes de générateur de vapeur peut causer des dommages, surtout au niveau des supports où les tubes sont généralement soutenus sans serrage. En effet, un jeu entre les tubes et les supports est nécessaire afin de permettre l'expansion thermique des tubes et de prévenir les dommages provenant de l'usure par frottement. Le mouvement des tubes est donc fortement non-linéaire et la dynamique très difficile à prédire. La Figure 1.7 montre la trajectoire idéale d'un tube de générateur de vapeur soutenu par des barres anti-vibration (AVB). Le contact entre le tube et l'AVB se fait soit par impact ou par glissement [27].

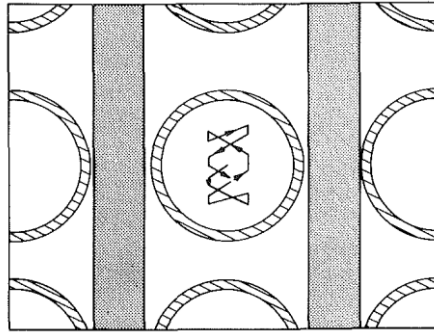


Figure 1.7- Trajectoire d'un tube de générateur de vapeur entre deux AVB [27].

La position d'équilibre initiale du tube est une considération importante dans l'analyse du contact entre un tube et une AVB. Initialement, le tube peut soit ne pas être en contact avec l'AVB, soit être précontraint en étant pressé contre l'AVB. La probabilité que l'une ou l'autre des deux situations se produisent a d'ailleurs fait l'objet d'une étude antérieure [27].

D'une part, pour un tube dont le milieu est parfaitement centré entre deux AVB, mais dont les extrémités sont contraintes par les AVB tel que vu à la Figure 1.8a), la longueur d'une travée  $l_m$  est le double de celle d'un tube précontraint par tous les AVB tel que monté à la Figure 1.8b). Ainsi, la fréquence naturelle est environ quatre fois plus faible dans le premier cas par rapport au second cas. Pour une même force d'excitation, l'amplitude de vibration du tube est donc plus élevée puisque sa fréquence naturelle est plus faible. Pour une force d'excitation faible, le tube oscille légèrement entre les AVB sans les heurter. En augmentant la vitesse de l'écoulement, et par le fait même les forces d'excitation, le tube vient se heurter contre les AVB

lorsque son amplitude de vibration dépasse le jeu. Chaque impact est caractérisé par un léger mouvement de glissement.

D'autre part, lorsque le tube est initialement précontraint en étant appuyé contre les AVB en son centre et à ses extrémités tel que montré à la Figure 1.8 b), sa fréquence naturelle est plus élevée car la longueur d'une travée  $l_m$  est plus courte. Le tube ne peut alors pas se déplacer tant que la force de frottement statique entre le tube et l'AVB est supérieure aux forces d'excitation induites par l'écoulement. Cette configuration peut sembler être plus désirable puisque le mouvement du tube est restreint. Cependant, si la force de frottement est trop faible, le glissement entre le tube et l'AVB ne peut être évité. Pour une force d'excitation moyenne, seul un mouvement de glissement entre le tube et l'AVB se produit. Pour des forces d'excitation plus grandes, le tube se décolle de la paroi de l'AVB et on note l'apparition d'impacts et de glissement combinés. Plus les forces augmentent, plus il y a d'impacts, le tube heurtant parfois les deux AVB successivement.

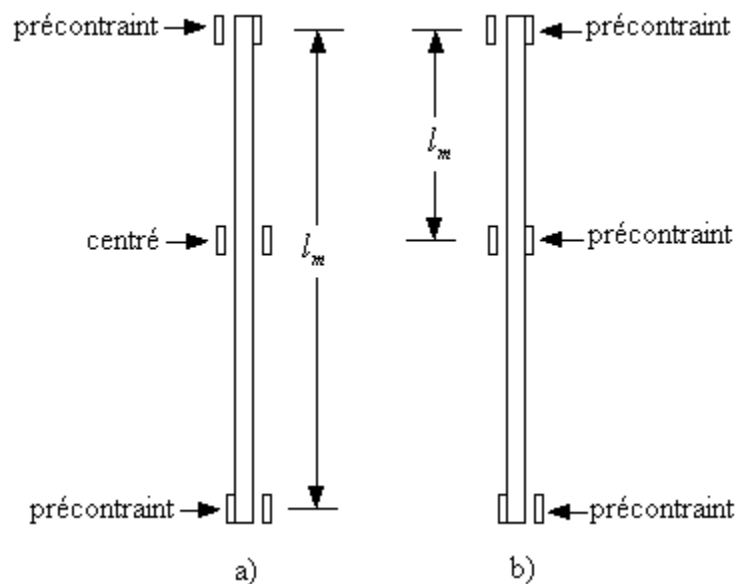


Figure 1.8- Configurations de la position initiale d'un tube de générateur de vapeur.

Une étude expérimentale a été menée dans le but d'étudier l'influence du type de contact sur la vibration d'un tube de générateur de vapeur [28]. Pour ce faire, des tests dans l'air à température ambiante ont été effectués en reproduisant l'état d'une précontrainte de 5N ou d'un jeu de 0,2mm entre un tube et un support. La configuration du contact entre le tube et le support est montrée à la Figure 1.9.

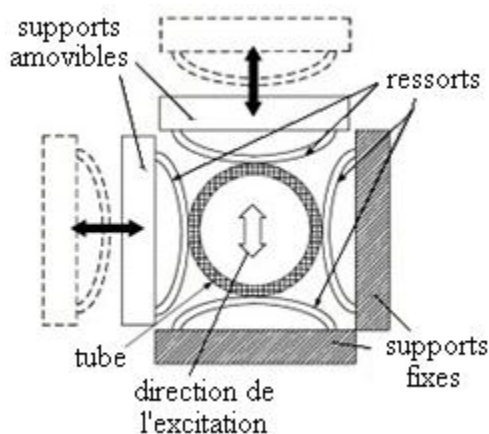


Figure 1.9- Configuration du contact entre le tube et le support. Traduit de [28].

En faisant varier l'amplitude de la force d'excitation, le déplacement du tube a été mesuré. La Figure 1.10 montre un exemple de la trajectoire du tube ainsi obtenue. Le déplacement «vertical» du tube indique un mouvement dans la direction de l'excitation tandis que le déplacement «horizontal» est perpendiculaire à l'excitation.

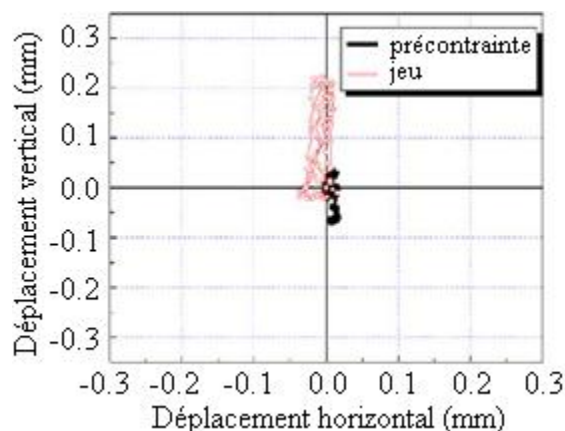


Figure 1.10-Trajectoire expérimentale d'un tube de générateur de vapeur en interaction avec un support avec une précontrainte ou un jeu. Traduit de [28].

L'étude a montré que les caractéristiques de la réponse vibratoire du tube près du contact avec le support varient selon les conditions du contact et la configuration. Puisque le tube est forcé d'osciller verticalement, l'amplitude «verticale» du déplacement est toujours plus élevée que l'amplitude «horizontale». Pour une précontrainte, les amplitudes «verticale» et «horizontale» sont moins élevées que lorsqu'il y a un jeu puisque le tube est restreint dans son mouvement d'oscillation. Avec un jeu, du glissement et de forts impacts ont été remarqués tandis qu'avec une précontrainte, seul un contact par glissement a été noté. Selon ces résultats, il est

facile d'anticiper un mouvement orbital des tubes de générateur de vapeur très complexe compte tenu que la direction et l'amplitude des forces induites par un écoulement diphasique sont aléatoires.

## **1.4 Usure par frottement des tubes de générateurs de vapeur**

La science qui étudie les phénomènes engendrés par le contact entre deux corps, qui sont soit immobiles ou caractérisés par un mouvement relatif, se nomme la tribologie. La tribologie s'intéresse entre autres aux mécanismes d'usure, tels que l'usure par adhésion, l'usure par fatigue, l'usure par corrosion de contact et l'usure par frottement ou l'abrasion [29]. Ces mécanismes d'usure dépendent des matériaux, de la force et de l'orientation du contact et des conditions environnantes. L'usure par adhésion se distingue par le transfert de matériau d'un corps à un autre lors de soudures temporaires spontanées. L'usure par fatigue provient de l'action répétée de contraintes à la surface d'un corps. Quant à la corrosion de contact, elle est le processus qui amène la dégradation et l'usure des matériaux métalliques sous l'action combinée du frottement et de la corrosion lorsque le milieu environnant est agressif. Finalement, le mécanisme d'usure le plus souvent rencontré entre les tubes de générateur de vapeur et les AVB est l'usure par frottement ou l'abrasion. Celui-ci est le résultat d'un mouvement relatif entre deux corps qui sont retenus ensemble par une force normale.

### **1.4.1 Usure d'un point de vue microscopique**

L'usure par frottement est générée par les vibrations induites par l'écoulement. Elle est l'un des plus importants mécanismes de dégradation des tubes de générateur de vapeur. La compréhension des caractéristiques de ce type d'usure est donc essentielle afin d'assurer la sécurité des centrales nucléaires. L'usure par frottement dépend à la fois des matériaux utilisés dans la fabrication des tubes et des AVB, des conditions d'opération à l'intérieur du générateur de vapeur ainsi que de l'interaction dynamique entre les tubes et les AVB.

Certains chercheurs ont caractérisé le frottement et l'usure pour différentes combinaisons de matériaux soumises à un large éventail de conditions d'essais [30]. Dans la première série de tests, une investigation approfondie de la formation de l'empreinte d'usure a été réalisée sur plusieurs aciers trempés en contact avec des aciers inoxydables de différentes duretés et finitions. Pour des essais de glissement unidirectionnel répétés de 10 à 50 000 fois avec une force de 100 à

300N, les résultats ont révélé qu'une importante transformation géométrique, par entaille ou par délaminage, survenait lors des premiers cycles de contact. Dans la deuxième série de tests, l'évolution de l'abrasion a été étudiée pour des matériaux plus représentatifs des composantes de générateurs de vapeur, tels que l'Inconel 690 et l'Inconel 600 en contact avec l'acier inoxydable 403SS. Ces essais, utilisant le montage de Cameron-Plint en glissement unidirectionnel combiné avec des impacts, ont été pratiqués sur une plus longue durée allant de 60 000 à 50 000 répétitions et avec une charge plus faible de 5 à 80N. Les résultats ont montré que l'empreinte continue à se développer par la formation de particules plus fines, mais que l'expansion de la taille de l'empreinte ralentit. Finalement, il a été prouvé que la lubrification des surfaces a une grande influence sur le degré d'usure. En effet, sous des conditions de contact humide, les débris d'usure sont piégés et comprimés dans la zone de contact, formant ainsi une couche de protection sur la surface usée. Puisque ces tests ont été effectués dans des conditions de température et de pression ambiantes, il est cependant difficile de faire un lien direct avec l'usure des tubes de générateurs de vapeur en opération, car les résultats sont susceptibles de varier en fonction de la température et de la pression.

Une étude expérimentale plus récente a permis de caractériser l'usure des tubes de générateur de vapeur en reproduisant les conditions d'opération réelles d'une centrale nucléaire [31]. Des tests de glissement à faible amplitude, d'impacts et d'impacts combinés à du glissement ont été effectués, sur des tubes en Inconel 690 en contact avec des supports en acier inoxydable 409SS. Les conditions d'opération ont été simulées à l'intérieur d'une enceinte étanche à une pression de 15MPa, à une température de 290°C et à un faible taux d'oxygène dissout. Des empreintes similaires à celles observées sur des tubes usés de générateur de vapeur ont été constatées dans le cas des essais d'impacts et de glissement combinés. C'est d'ailleurs ce mécanisme d'usure qui a engendré un délaminage prédominant à haute température. Les résultats ont permis de diviser la progression de l'empreinte d'usure en quatre étapes successives :

- a) Le délaminage du film d'oxyde : usure par délaminage du film d'oxyde sur la couche supérieure de la surface.
- b) Le martèlement initial : empreintes de martèlement grossières sur le métal de base.
- c) L'accumulation d'énergie : stabilisation de l'usure et accumulation d'énergie dans les sous-couches internes
- d) Délaminage : séparation de particules d'usure et exposition du métal de base.

### 1.4.2 Puissance d'usure

La puissance d'usure est un paramètre introduit dans la littérature en 1984 qui sert à quantifier le taux d'énergie dissipée à l'endroit du contact entre deux matériaux [32]. L'interaction dynamique entre les tubes de générateur de vapeur de réacteur nucléaire et leurs supports est habituellement évaluée par la puissance d'usure normale, qui s'est avérée être une quantité appropriée pour mesurer l'usure des tubes [33]. La puissance d'usure normale (ci-après nommée «puissance d'usure») est définie comme étant l'intégrale du produit de la force de contact normale  $F_N(t)$  et de la distance de glissement  $s$ , par unité de temps, tel que décrit par l'équation suivante :

$$\dot{W}_N = \frac{1}{T} \int_0^T F_N(t) ds \quad (1.30)$$

Afin de respecter la durée de vie des tubes de générateur de vapeur, il s'est avéré que la puissance d'usure devait être inférieure à 1mW [34]. L'usure est mesurée à partir de la perte de masse ou à partir du volume usé des tubes de générateur de vapeur. Le taux d'enlèvement de matière usée est donc relié à la puissance d'usure par une dérivée de la relation d'Archard [35]:

$$\dot{V} = K_w \dot{W}_N \quad (1.31)$$

où  $\dot{V}$  est le taux d'enlèvement de matière ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $K_w$  est le coefficient d'usure obtenu expérimentalement ( $\text{m}^2/\text{N}$ ) et  $\dot{W}_N$  est la puissance d'usure normale (W).

Des chercheurs se sont d'abord penchés sur l'influence des conditions environnantes sur le taux d'enlèvement de matière pour différentes combinaisons de tubes en Inconel 690 en contact avec des barres AVB en acier inoxydable 403SS et en Inconel chromé 600 [36]. Les essais ont été réalisés sous des conditions de glissement et d'impacts combinés dans l'eau à température ambiante, à 75°C et à 250°C. Les résultats ont montré que dans l'eau à température ambiante, l'usure des tubes en Inconel est moins sévère avec l'AVB en Inconel chromé 600 qu'avec l'AVB en 403SS. Pour les tests à 75°C, aucune différence notable du degré d'usure des tubes n'a été observée. Cependant, l'usure des supports AVB était de deux à trois fois plus élevée. Contrairement aux résultats obtenus avec l'eau à température ambiante, l'usure des tubes en Inconel est plus sévère avec l'AVB en Inconel chromé 600 qu'avec l'AVB en acier 403SS

pour les essais à 250°C. En général, le volume d'enlèvement de matières usées des tubes et des AVB a par contre été plus élevé à 250°C. Les tests à température ambiante sont donc une bonne estimation des mécanismes d'usure, mais il est cependant nécessaire de tester les matériaux sous les conditions d'opération de température et de pression des générateurs de vapeur afin d'évaluer le taux d'enlèvement de matière.

Au laboratoire d'énergie atomique du Canada de Chalk River (EACL), une compilation d'études expérimentales sur l'usure des tubes de générateur de vapeur, effectuées sur une période de quatre ans, a permis de déterminer un coefficient d'usure  $K_w$  moyen [37]. En mesurant les forces de contact entre les tubes et les supports, les déplacements des tubes et les volumes de matériaux usés pour plusieurs températures, compositions chimiques de l'eau, géométries de support et matériaux, il a été possible d'évaluer le coefficient d'usure moyen à  $20 \times 10^{-15} \text{ m}^2/\text{N}$ . Pour être plus conservateur, un coefficient d'usure de  $40 \times 10^{-15} \text{ m}^2/\text{N}$  peut être utilisé pour différents types de générateur de vapeur. Les résultats ont également montré que la température avait une grande influence sur le coefficient d'usure puisque, en comparaison avec les tests à température ambiante, des valeurs 20 fois plus élevées à 265°C ont été reportées. De plus, la composition chimique de l'eau n'a pas semblé avoir d'influence notable sur le coefficient d'usure.

En raison de la complexité du comportement non-linéaire à la surface de contact entre les tubes et les supports des générateurs de vapeurs, le calcul de la puissance d'usure a nécessité le développement de programmes d'éléments finis, tels que VIBIC [38], H3DMAP [39] et GERBOISE [40]. Le code VIBIC permet entre autre de simuler la réponse d'un tube excité par une force externe sinusoïdale ou aléatoire. Le mouvement du tube et l'interaction dynamique avec un ou plusieurs supports peuvent être quantifiés en termes de niveau de force, de temps de contact et de puissance d'usure. Dans la structure du code VIBIC, le tube est discrétisé en éléments finis ayant chacun 12 degrés de liberté. Les techniques standards d'analyse par éléments finis sont utilisées afin de calculer les matrices de masses et de rigidité du tube représenté comme une poutre. La superposition modale est ensuite utilisée afin de réduire le nombre d'équations à intégrer et diminuer le coût de calcul. Le mouvement est donc finalement calculé comme une combinaison linéaire pondérée des modes de vibration du tube. Les résultats obtenus par simulation numérique ont été comparés avec le comportement d'une poutre en porte-à-faux



soumise à une excitation sinusoïdale dans l'air. La précision de la technique de simulation a été démontrée sur une grande plage de forces d'excitation.

En se basant sur le fait que la puissance absorbée par un tube droit en vibration est en majorité dissipée au niveau de l'AVB sous forme de puissance d'usure, certains chercheurs ont proposé une approche énergétique semi-empirique pour calculer la puissance d'usure [41]. Cette équation, qui simplifie grandement le calcul pour un tube droit, a été développée en introduisant les effets de la fréquence, de l'amplitude de vibration et de la masse linéaire du tube. La puissance d'usure selon l'approche énergétique est décrite par la relation suivante :

$$\dot{W}_N = 32 \pi^3 m L f_i^3 y_{RMS}^2 \zeta_i \quad (1.32)$$

où  $m$  est la masse linéique du tube,  $L$  est la longueur d'une travée,  $f_i$  est la fréquence naturelle du tube au  $i^{\text{ème}}$  mode,  $y_{RMS}$  est le déplacement RMS au centre du tube et  $\zeta_i$  est l'amortissement au  $i^{\text{ème}}$  mode. Plus de 2000 simulations ont été effectuées afin de comparer les puissances d'usure obtenues par cette équation avec celles calculées par le programme d'éléments finis VIBIC. Les résultats ont montré que 97% des valeurs se trouvent à l'intérieur d'une plage d'erreur de facteur 2. Compte tenu de la complexité des phénomènes en jeu, cela est considéré tout à fait acceptable dans le domaine.

À partir de cette approche, une nouvelle équation, s'appliquant cette fois au calcul de la puissance d'usure des tubes en U, fut proposée [42] :

$$\dot{W}_N = 32 \pi^3 m L \left( \frac{R}{L} \right)^{0.75} \sum_{i=1}^n f_i^3 y_{RMS}^2 \zeta_i \quad (1.33)$$

où  $R$  est le rayon de courbure du tube en U et  $n$  est le nombre de modes. Cette équation a été validée lors d'une étude comparative avec le modèle numérique VIBIC et plusieurs données expérimentales [43]. L'équation proposée fournit une bonne estimation conservatrice de la puissance d'usure des tubes en U soumis à une excitation aléatoire. Les résultats obtenus par cette équation sont supérieurs à ceux calculés par VIBIC ou obtenus expérimentalement, allant parfois jusqu'à atteindre 4 fois les valeurs actuelles.

Comme il a été mentionné, la puissance d'usure normale est généralement utilisée pour évaluer l'usure des tubes de générateur de vapeur. Le calcul de la puissance d'usure normale est

simple puisqu'il implique la mesure de la force normale dans la direction perpendiculaire au support. Cependant, certains chercheurs ont voulu améliorer cette mesure en calculant plutôt la puissance d'usure en cisaillement [44]. Celle-ci, calculée à partir de la force en cisaillement  $F_s(t)$  dans la même direction que le déplacement, est définie comme suit :

$$\dot{W}_s = \frac{1}{T} \int_0^T F_s(t) ds \quad (1.34)$$

Du point de vue de l'approche énergétique simplifiée [39], les puissances d'usure normale et en cisaillement sont reliées par le coefficient de frottement  $\mu$  entre le tube et la barre AVB tel que :

$$\dot{W}_s = \mu \dot{W}_N \quad (1.35)$$

Pour la majorité des combinaisons de matériaux des composantes de générateurs de vapeur, le coefficient de frottement est situé entre 0,55 et 0,65 dans l'air [45] et entre 0,3 et 0,4 dans l'eau à 25°C [46].

Les tests expérimentaux ont montré qu'il y avait une corrélation entre les puissances d'usure normale et en cisaillement, mais que cette corrélation variait selon le type de contact [44]. Dans les tests d'impacts, les deux puissances d'usure augmentent de manière similaire, mais la puissance d'usure en cisaillement est toujours inférieure à la puissance d'usure normale. Dans les tests de glissement, les deux puissances d'usure sont pratiquement toujours identiques. Ces mêmes résultats ont été obtenus à différentes fréquences et amplitudes. La relation 1.2 est donc vérifiée puisqu'un coefficient  $\mu$  moyen de 0.55 a été obtenu. Les résultats de ces tests impliquent que l'une ou l'autre des puissances d'usure peut être utilisée afin de prédire le taux d'usure puisqu'elles suivent la même tendance.

Une étude expérimentale plus récente, ayant pour but de déterminer la pré-charge ou le jeu nécessaire afin de minimiser la puissance d'usure des tubes de générateur de vapeur, a été menée [2]. Le banc d'essais a permis de mesurer la puissance d'usure selon le comportement dynamique d'un tube en interaction avec une barre AVB et en fonction du jeu ou de la pré-charge. Différents types d'excitation (sinusoïdale, aléatoire à large bande et aléatoire à bande étroite) et différentes orientations du contact ont été testés. Les modes pairs (2 et 4) de vibration

du tube et les modes impairs (1 et 3) ont un comportement semblable entre eux. Cependant, un comportement distinct entre les modes de vibration pairs et impairs du tube a été remarqué. Les modes impairs ont une plus grande amplitude de vibration avec un jeu de 0mm qu'avec un plus grand jeu, tandis que les modes pairs ont un comportement inverse. Pour une excitation aléatoire à bande étroite centrée autour des deux premiers modes, la Figure 1.11 montre l'évolution de la puissance d'usure en fonction du jeu.

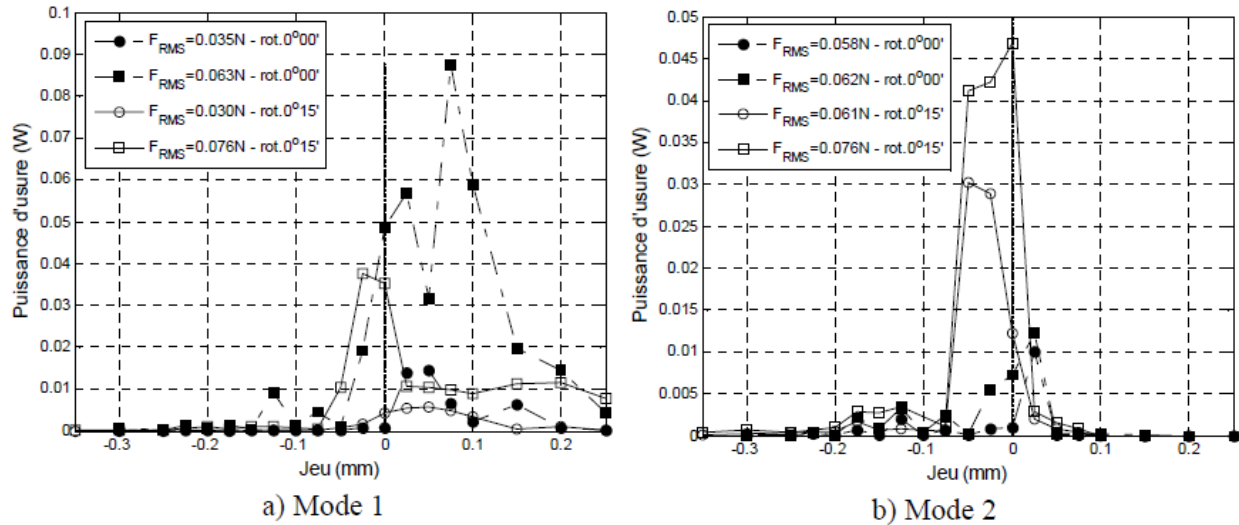


Figure 1.11- Puissance d'usure en fonction du jeu pour une force d'excitation aléatoire à bande étroite : a) autour du mode 1 b) autour du mode 2 [2].

Les courbes ont permis de conclure que la puissance d'usure est faible pour de grandes pré-charges, qu'elle augmente autour d'un jeu de 0mm et qu'elle redescend pour de grands jeux. Lors d'une excitation autour du deuxième mode, la courbe est par contre déplacée vers de faibles pré-charges. De plus, en tenant compte de l'incertitude des résultats, l'orientation du contact ne semble pas avoir d'influence notable sur la puissance d'usure. Afin de réduire le déplacement et la puissance d'usure, il a été démontré qu'une pré-charge entre les tubes de générateurs de vapeur et les barres AVB est nécessaire.

La précision de cette étude est cependant discutable puisque les résultats ont montré certaines lacunes au niveau de la précision et de la répétabilité des mesures [2]. Une amélioration du montage, de la prise de mesure et du traitement de signal nécessaire au calcul de la puissance d'usure est à conseiller. Une méthodologie générale est d'ailleurs proposée au chapitre suivant afin de faire progresser l'avancement de la recherche relative au domaine.

## CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE GÉNÉRALE

L'ensemble des études fondamentales et des publications antérieures ayant été accusées et évaluées d'un point de vue critique, il est maintenant possible de proposer une méthodologie de recherche adéquate qui sera utilisée pour la réalisation de ce projet.

À ce jour, peu d'études se sont penchées sur la caractérisation expérimentale du comportement vibratoire des tubes en U de générateur de vapeur de réacteurs nucléaires. Dans la plupart de ces études, la dynamique des tubes en fonction de l'amplitude et de la fréquence d'excitation a été peu ou pas abordée. De plus, la dynamique du contact entre les tubes et les barres AVB variant selon le jeu ou la pré-charge est mal documentée et la fiabilité des résultats est souvent incertaine. Comme la puissance d'usure des tubes de générateurs de vapeur est de l'ordre de quelques milliwatts, plusieurs lacunes dans la précision des mesures des forces de contact et des déplacements sont fréquemment rencontrées.

Ce projet vise donc à étudier expérimentalement le comportement vibratoire d'un tube en interaction avec une barre AVB en répliquant la configuration tube/support telle que rencontrée dans les générateurs de vapeur de réacteurs nucléaires. La force de contact entre le tube et l'AVB ainsi que le déplacement du tube sont mesurés avec rigueur, d'abord dans le but de caractériser la dynamique vibratoire du système en fonction du jeu et de la force d'excitation, puis enfin dans le but d'évaluer la puissance d'usure.

Dans le cadre de ce même projet, une première étude expérimentale a permis d'amorcer la caractérisation du comportement dynamique d'un tube de générateur de vapeur en interaction avec une AVB [2]. Comme la fidélité des résultats obtenus lors de cette étude est déficiente, le montage expérimental, le traitement de signal et la procédure expérimentale doivent être perfectionnés. Afin de répondre aux objectifs, une méthodologie générale est proposée pour chacune des étapes du projet. Ces étapes sont les suivantes : amélioration du montage et de la procédure expérimentale, prise de mesures de la force de contact et du déplacement entre le tube et l'AVB en fonction du jeu et de la force d'excitation, élaboration d'une méthode de traitement de signal pour le calcul de la puissance d'usure, et interprétation et exploitation des résultats.

Les tubes en U de générateurs de vapeur qui subissent le plus d'usure par frottement sont ceux dont le rayon de courbure est le plus élevé. Ceux-ci sont supportés par des barres AVB de

sorte que la longueur d'une travée représente l'espace non-supporté compris entre deux points d'appuis tel que montré à la Figure 2.1.

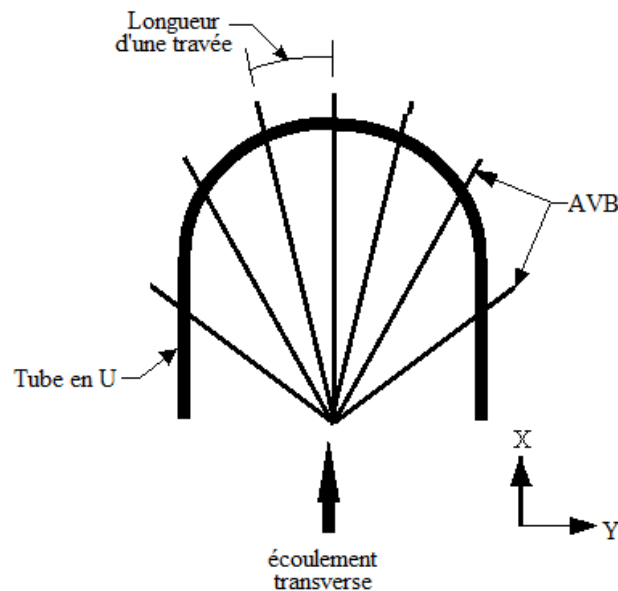


Figure 2.1- Configuration d'un tube en U supporté par les AVB.

L'écoulement diphasique transverse du fluide engendre la vibration des tubes en U dans le plan et hors-plan comme vu à la Figure 2.2.

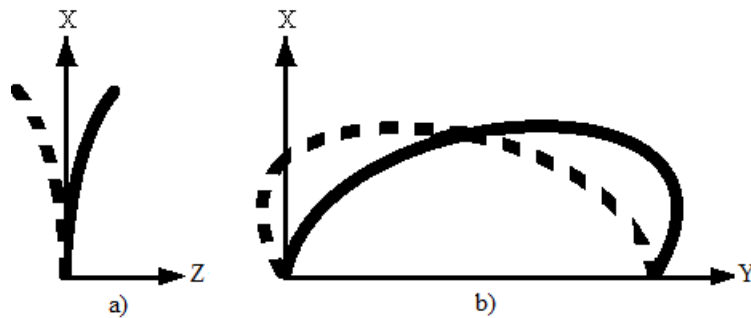


Figure 2.2- Mode de vibration du tube en U : a) hors-plan b) dans le plan.

Afin de simplifier le modèle expérimental, la configuration d'un tube en U est approximée par un tube droit d'une longueur de deux travées tel que représenté par la Figure 2.3. Les extrémités du tube sont conçues de façon à répliquer les conditions aux frontières d'un tube simplement supporté, ce qui permet de représenter le cas pratique où le glissement du tube est inexistant contre les supports situés aux extrémités des deux travées. La barre AVB du montage expérimental est positionnée à la demi-longueur du tube. Les forces induites par l'écoulement diphasique transverse sont simulées par l'application d'une force électromagnétique en un seul

point du tube. De plus, des capteurs de position et de force mesurent le déplacement du tube et la force de contact au niveau de la barre AVB.

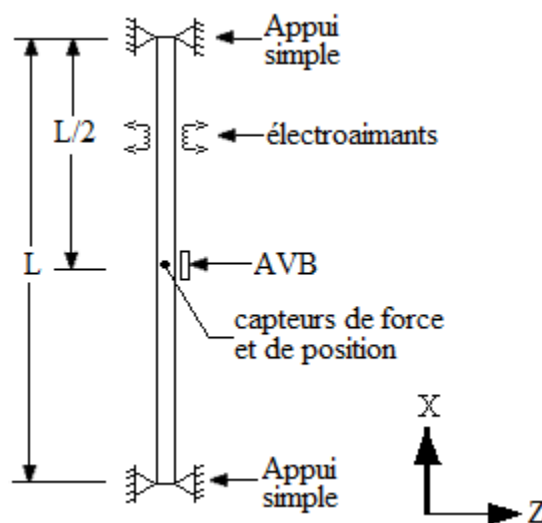


Figure 2.3- Configuration simplifiée du tube et de l'AVB.

Dans les tests menés antérieurement, plusieurs types d'excitation ont été étudiés, soit les excitations sinusoïdales, aléatoires à large bande et aléatoires à bande étroite [2]. Cette étude a permis d'appuyer la conclusion selon laquelle l'utilisation d'un bruit blanc dans une bande de 10Hz autour de chaque fréquence naturelle du tube était acceptable afin d'estimer les vibrations induites par l'écoulement dans les générateurs de vapeur. Les résultats ont également illustré que le comportement dynamique est le même pour tous les modes de flexion impairs. Un comportement différent a cependant été observé pour tous les modes pairs. Pour ces raisons, seules des forces d'excitation aléatoires dans une bande de  $\pm 5\text{Hz}$  autour du premier et du deuxième mode de flexion du tube sont utilisées dans cette procédure expérimentale. Les fréquences naturelles du tube sont donc à déterminer. La Figure 2.4 présente la forme modale du tube des deux premiers modes de flexion.

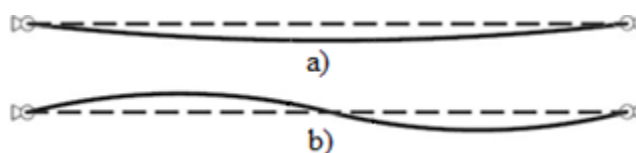


Figure 2.4- Forme modale du tube : a) Mode 1 b) Mode 2.

De plus, tel que décrit à la revue de la littérature, les forces d'excitation aléatoires par unité de longueur du tube, présentées sous une forme normalisée, peuvent être calculées par la

méthode de la densité spectrale de puissance équivalente (ESPD). Cette approche est donc utilisée afin d'évaluer l'amplitude des forces d'excitation utilisées pour exciter le tube lors des essais.

La position relative de l'AVB, par rapport à la position d'équilibre initiale du tube, est également une considération importante dans l'analyse du comportement vibratoire. D'une part, le tube peut soit être en contact avec l'AVB en étant précontraint par celle-ci, ou d'autre part, le tube peut initialement être éloigné de la barre AVB, sans qu'ils ne se touchent. Le montage expérimental est donc conçu pour pouvoir adopter l'une ou l'autre de ces deux configurations. Différents jeux ou pré-charges entre le tube et l'AVB peuvent ainsi être fixés successivement à chaque essai expérimental avec une précision de  $1\mu\text{m}$ .

Les études précédentes ont montré que la précision de l'analyse de la réponse vibratoire et du calcul de la puissance d'usure dépend fortement d'une manipulation et d'un traitement adéquat des signaux temporels de force de contact et de déplacement [2, 28]. L'évaluation du bruit des capteurs de force et des capteurs de position doit donc être réalisée afin d'éventuellement trouver les solutions pour atténuer son effet nuisible. De plus, puisque l'analyse vibratoire nécessite le passage des données du domaine temporel à l'espace fréquentiel, un calcul judicieux des spectres de force et de position doit être accompli. Pour ce faire, différentes techniques de traitement de signal, telles qu'un fenêtrage approprié et un moyennage des spectres, doivent être utilisées.

Finalement, une fois les signaux de force et de position convenablement traités, la puissance d'usure normale est calculée en fonction du jeu ou de la pré-charge et de la force d'excitation. Puisque l'acquisition des données de force et de position réduit les signaux analogiques à des séries de points discrets, l'intégrale de la puissance d'usure doit être modifiée en une somme. Différentes approches pour le calcul de la puissance d'usure sont donc proposées et comparées entre elles, toujours dans l'optique d'atteindre une meilleure précision des résultats.

Dans les chapitres 3 à 5 qui suivent, chacune des étapes de la méthodologie est présentée en détail.

## CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE : MONTAGE EXPÉRIMENTAL

L'objectif du montage expérimental est d'étudier le comportement dynamique et de calculer la puissance d'usure du tube en interaction avec l'AVB en reproduisant la configuration réelle retrouvée dans un générateur de vapeur. Un banc d'essais a d'abord été conçu dans le cadre d'une recherche antérieure sur l'efficacité des barres AVB pour soutenir les tubes en U de générateurs de vapeur [2]. Le banc d'essais qui est présenté ici constitue une version améliorée du précédent montage, développé dans le cadre de la présente recherche.

Afin de simplifier le modèle expérimental, un tube en U avec le plus grand rayon de courbure est représenté par un tube droit d'une longueur de deux travées, simplement supporté à ses extrémités. Une barre plate située au centre du tube est utilisée afin de reproduire une AVB. Tous les essais sont effectués dans l'air à température ambiante.

D'abord, chacune des pièces mécaniques importantes qui composent le montage expérimental sont détaillées. De plus, l'instrumentation utilisée pour mesurer les paramètres nécessaires au calcul de la puissance d'usure, c'est-à-dire la force normale et le déplacement du tube, est présentée. La méthode d'excitation du tube par des électroaimants est exposée. Finalement, la structure de la chaîne de mesure pour l'acquisition de données est décrite.

### 3.1 Assemblage

Le montage expérimental, illustré à la Figure 3.1, comprend d'abord un tube vertical muni de raccords à chacune de ses extrémités. Les raccords du tube sont fixés à une poutre en I à l'aide d'un support de soutien du haut et d'un support de soutien du bas. L'assemblage de la coulisse de déplacement de l'AVB est également vissé à la poutre en I, qui est fixée à une colonne en béton de la structure de l'immeuble. Des électroaimants sont utilisés pour simuler les vibrations induites par l'écoulement du fluide dans un générateur de vapeur. Le montage expérimental est également instrumenté de capteurs laser qui mesurent la position horizontale du milieu du tube et de capteurs de force piézoélectriques qui mesurent la force de contact entre le tube et l'AVB.



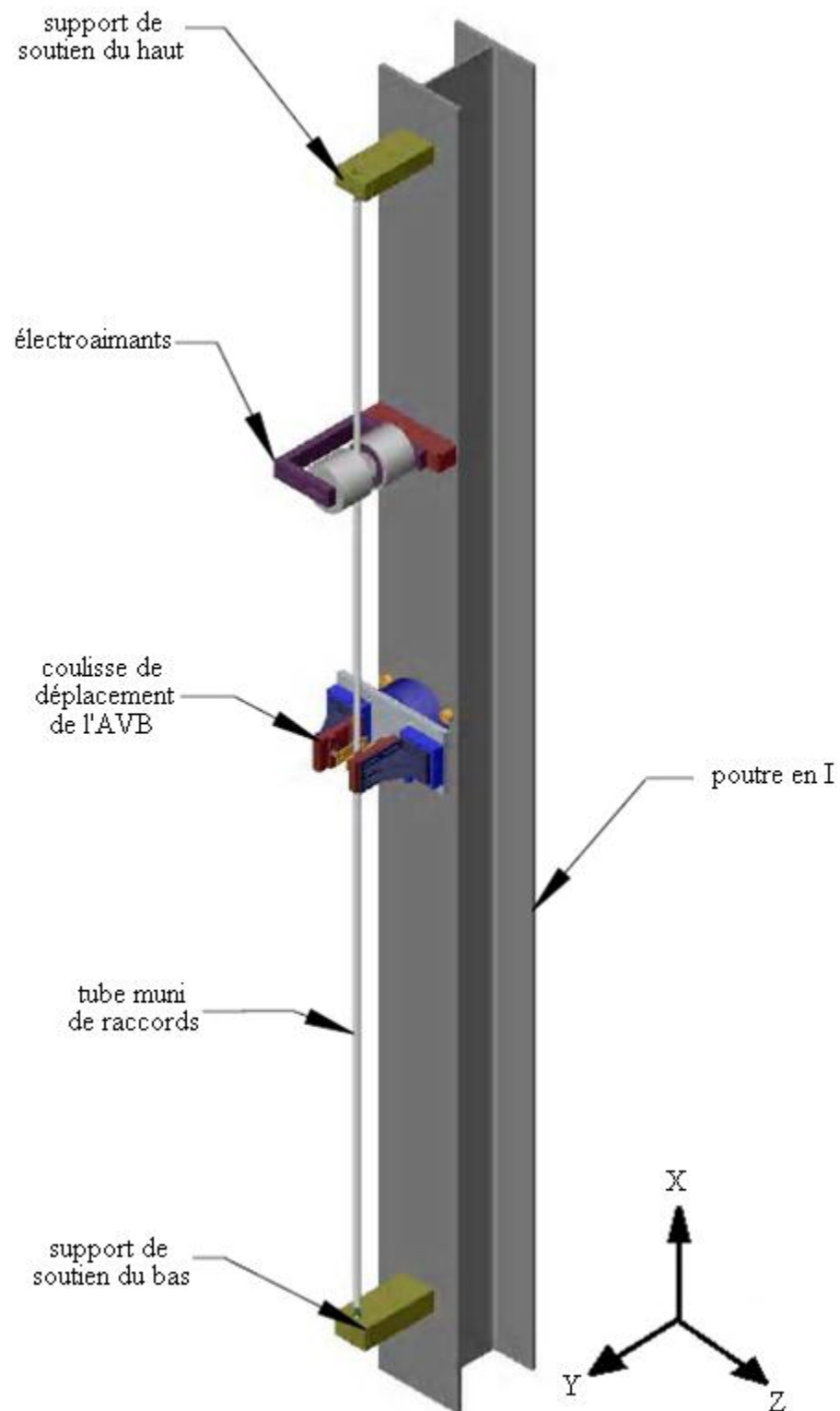


Figure 3.1- Montage expérimental.

### 3.1.1 Tube

Le matériau choisi pour la composition du tube ainsi que ses caractéristiques géométriques sont ceux d'un véritable tube de générateur de vapeur. Les propriétés mécaniques et la géométrie du tube en Inconel sont présentées au Tableau 3.1.

Tableau 3.1- Propriétés du tube en Inconel.

Propriété	Symbole	Quantité	Unité
Module d'Young	$E$	210	GPa
Masse volumique	$\rho$	8470	kg/m <sup>3</sup>
Longueur	$L$	2,5	m
Diamètre externe	$D$	15,9	mm
Diamètre interne	$d$	13,97	mm
Aire de section	$A$	4,53 E <sup>-5</sup>	m <sup>2</sup>
Second moment de surface	$I$	1,27E <sup>-9</sup>	m <sup>4</sup>

À chaque extrémité du tube est fixé un raccord en acier inoxydable qui tente de simuler les mêmes conditions aux frontières qu'un tube simplement supporté par des appuis simples. Une modélisation des raccords sur ABAQUS a d'ailleurs permis de vérifier que les premières fréquences naturelles et que les déformées modales du tube sont conformes aux conditions d'appuis simples [2]. Tel que vu à la Figure 3.2, les raccords sont conçus en forme d'os afin de permettre le mouvement du tube et de supporter la majeure partie de la flexion et de la torsion.

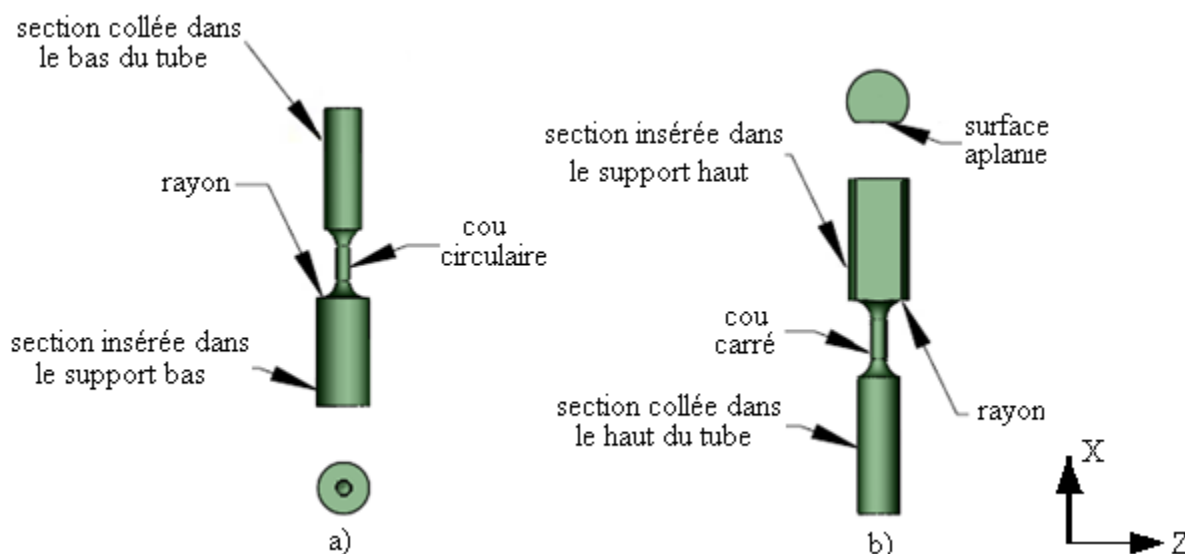


Figure 3.2- Raccords : a) du bas b) du haut.

D'une part, le raccord du bas de la Figure 3.2a) possède un cou circulaire. Le rayon de courbure, le diamètre et la longueur du cou sont usinés de sorte à obtenir des fréquences naturelles proches de celles d'un tube simplement supporté. Une de ses extrémités est collée à l'intérieur du tube à l'aide de LOCTITE 680 tandis que l'autre extrémité est insérée dans le support de soutien du bas. Un trou est fileté pour y suspendre des masses afin d'ajuster les fréquences naturelles du tube en appliquant une tension sur celui-ci.

D'autre part, le raccord du haut vu à la Figure 3.2b) a un cou de section carrée qui permet de découpler le mouvement du tube selon les deux principales directions, soit en Y et en Z. Une extrémité du raccord est collée à l'intérieur du tube alors que l'autre est serrée dans le support du haut. La section qui vient s'insérer dans le support possède une surface aplanie qui empêche la rotation du tube à l'intérieur des supports et garanti une position invariable à chaque assemblage du banc d'essais.

### 3.1.2 Supports de soutien

Chacun des raccords du tube s'insère entre un support et un adaptateur en aluminium. Le tube est retenu à l'aide de quatre vis qui viennent serrer l'extrémité des raccords entre les deux pièces. Les supports de soutien du bas et du haut sont présentés à la Figure 3.3.

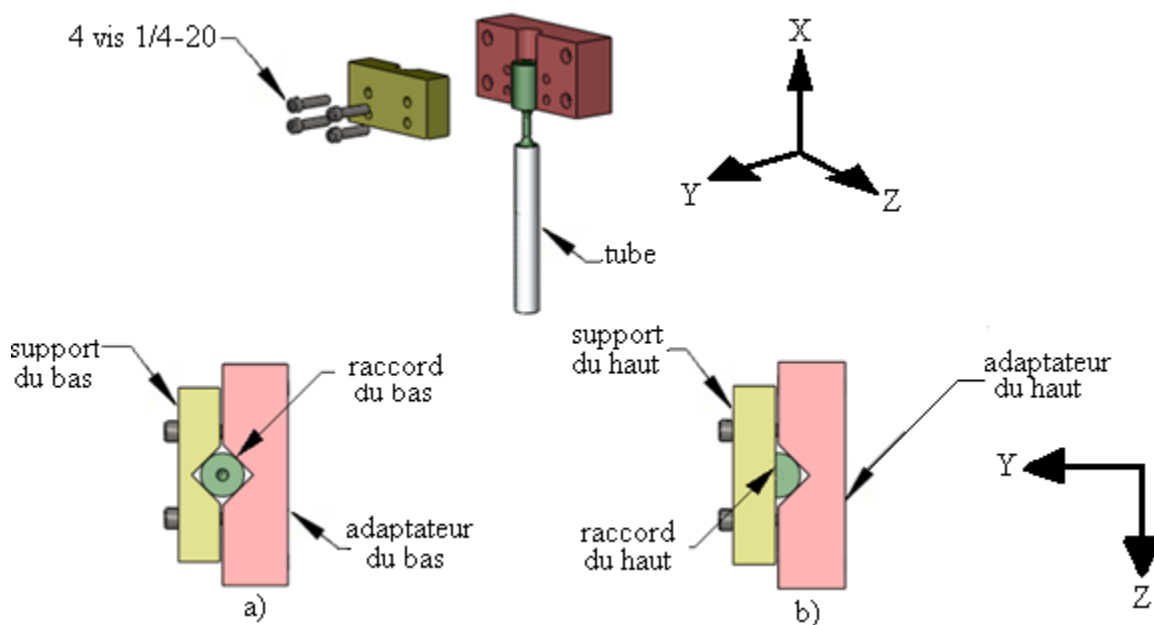


Figure 3.3- Supports de soutien : a) Support du bas b) Support du haut.

Comme vu à la Figure 3.3a), le raccord du bas est serré entre les surfaces du support et de l'adaptateur du bas. Si le serrage n'est pas assez élevé, la rotation du raccord autour de son axe peut être suscitée à l'intérieur du support de soutien. Le déplacement du tube et les forces de contact mesurées seraient alors biaisées. Il est donc important de s'assurer que le serrage soit suffisant afin d'empêcher que le tube puisse tourner sur lui-même. Le support de soutien du haut, présenté à la Figure 3.3b) empêche cependant la rotation du raccord du haut grâce à l'appui des surfaces planes.

### 3.1.3 Coulisse de déplacement de la barre AVB

La coulisse de déplacement permet de faire varier la position relative de la barre AVB par rapport au tube. L'assemblage de la coulisse de déplacement est montré à la Figure 3.4.

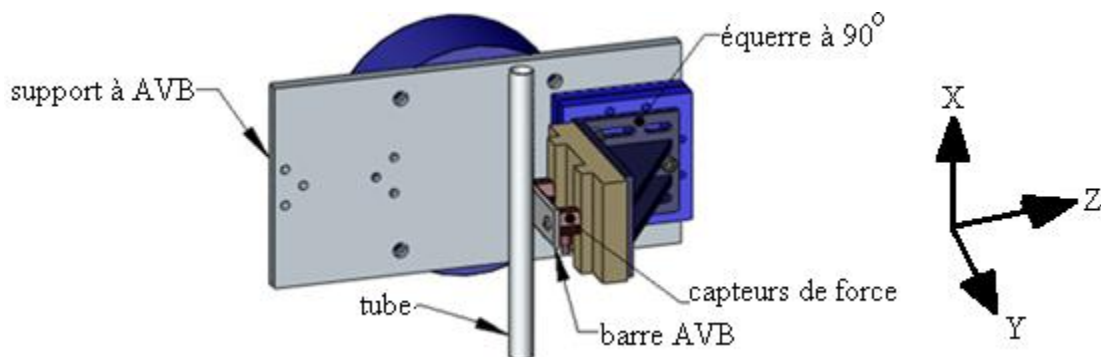


Figure 3.4- Assemblage de la coulisse de déplacement de la barre AVB.

La barre AVB est montée sur une équerre à  $90^\circ$  qui peut être déplacée à l'aide d'une vis micrométrique avec une précision de  $1\mu\text{m}$ . Différents jeux, négatifs ou positifs, peuvent ainsi être fixés en effectuant d'abord une mise à zéro de la position de l'AVB par rapport au tube. La mise à zéro est réalisée en déplaçant manuellement la coulisse jusqu'à ce qu'il y ait un premier contact entre le tube et l'AVB. Un jeu de  $-100\mu\text{m}$  correspond à une pré-charge de  $0,149\text{N}$ . Le support à AVB a la possibilité de recevoir une deuxième AVB, opposée à celle vue à la Figure 3.4. Cependant, une seule AVB a été utilisée lors des essais expérimentaux.

Tout comme le tube, le matériau et les caractéristiques géométriques de l'AVB sont les mêmes que les barres AVB présentes dans les générateurs de vapeur. Les propriétés mécaniques et les caractéristiques géométriques de la barre AVB en acier inoxydable 410SS sont présentées au Tableau 3.2.

Tableau 3.2- Propriétés de l'AVB en 410SS.

Propriété	Symbole	Quantité	Unité
Module d'Young	$E$	201	GPa
Masse volumique	$\rho$	7344,3	kg/m <sup>3</sup>
Longueur	$L$	56	mm
Largeur	$l$	25,3	mm
Épaisseur	$t$	3,7	mm

## 3.2 Instrumentation

Le montage expérimental est instrumenté d'une paire d'électroaimants qui soumet le tube à une excitation oscillatoire visant à répliquer les forces aléatoires engendrées par l'écoulement diphasique transverse à l'intérieur d'un générateur de vapeur. De plus, deux capteurs de force piézoélectriques mesurent la force de contact normale entre le tube et l'AVB et deux capteurs laser de position mesurent la position au milieu du tube. Les spécifications techniques des électroaimants ainsi que des instruments de mesure sont présentées à l'Annexe II.

### 3.2.1 Electroaimants

Les électroaimants ont été choisis comme moyen d'excitation du tube car ils ne contraignent pas son mouvement et ont peu d'effet sur sa fréquence naturelle. Une comparaison entre un tube excité par des électroaimants et un pot vibrant a d'ailleurs montré que ce dernier atténue les deux premiers modes et déplace particulièrement les modes impairs [2].

Les électroaimants sont situés face à face, à une hauteur de 0,88m du centre du tube. Ils excitent le tube dans la direction Y parallèlement à la barre AVB tel que vu à la Figure 3.1. Leur position a été choisie loin des nœuds des deux premiers modes de sorte que l'énergie fournie au tube pour le faire vibrer est minimisée. Puisque l'Inconel n'a pas la propriété de s'aimanter sous l'effet d'un champ magnétique, une cible ferromagnétique d'environ 50g est collée avec du LOCTITE 680 à l'intérieur du tube à la même hauteur que les électroaimants. Pour conserver la symétrie du système, une seconde cible de même masse est également placée à l'intérieur du tube, symétriquement opposée à l'autre cible. Les deux masses ensemble représentent environ 9,25% de la masse totale du tube. Les fréquences naturelles du tube sont donc quelque peu diminuées par l'ajout des cibles. Cependant, lorsque le centre du tube effectue un mouvement oscillatoire au premier mode, il peut atteindre une vitesse maximale d'environ 0,2m/s. Il est alors

facile de démontrer que la vitesse des cibles est d'environ 0,05m/s puisque celles-ci sont situées à une distance de 0,88m du centre du tube et oscillent à la même fréquence. La différence relative de la quantité de mouvement du tube avec et sans cibles est alors de 4,85%. On considère donc que l'ajout de telles cibles a une influence négligeable sur le mouvement du tube.

Le schéma électrique des électroaimants est présenté à la Figure 3.5. Le signal oscillatoire est généré par un analyseur de signaux et transmis à un amplificateur. Le signal amplifié traverse ensuite un pont de diodes qui sépare les parties positive et négative de l'onde. La partie positive est transmise à l'un des électroaimants tandis que la partie négative est transmise à l'autre, de manière à ce que le tube soit attiré successivement par chacun des électroaimants.

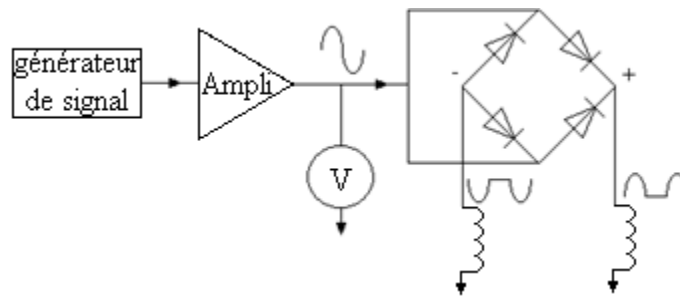


Figure 3.5- Schéma électrique des électroaimants.

### 3.2.2 Capteurs de force

Les deux capteurs de force uni-axiaux sont vissés entre l'équerre à 90° et la barre AVB. Ils sont situés à une distance de 56mm l'un de l'autre tel que schématisé à la Figure 3.6.

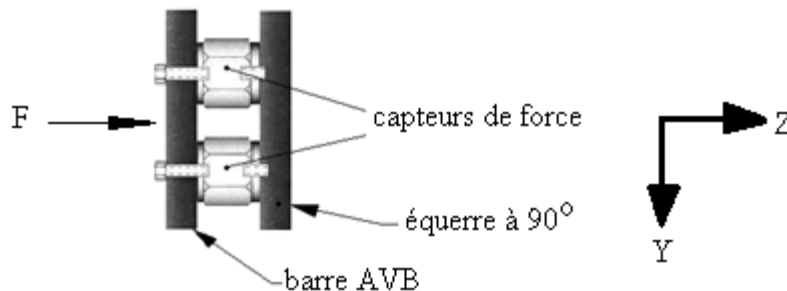


Figure 3.6- Schéma d'installation des capteurs de force.

Ce sont des capteurs de force piézoélectriques, c'est-à-dire qu'ils utilisent la propriété qu'ont certains matériaux de se polariser électriquement sous l'effet d'une déformation ou d'une contrainte mécanique. Seules les forces dynamiques sont mesurées puisque les capteurs se

déchargent en 5 secondes environ lors de l'application d'une force statique. Lorsque le tube vient se heurter contre l'AVB, la tension de sortie des capteurs de force est d'environ 0,494V/N avec une précision de  $\pm 0,1\%$ . De plus, leur plage d'opération optimale est de 0,979N à 9,790N et ils ont une fréquence d'échantillonnage limitée entre 0,5Hz et 36kHz. Le contenu spectral hors de ces bornes ne devrait donc pas être considéré lors de l'analyse des forces et le calcul de la puissance d'usure.

### 3.2.3 Capteurs de position

Les capteurs laser de position mesurent la position au centre du tube au même niveau que la barre AVB comme montré à la Figure 3.7.

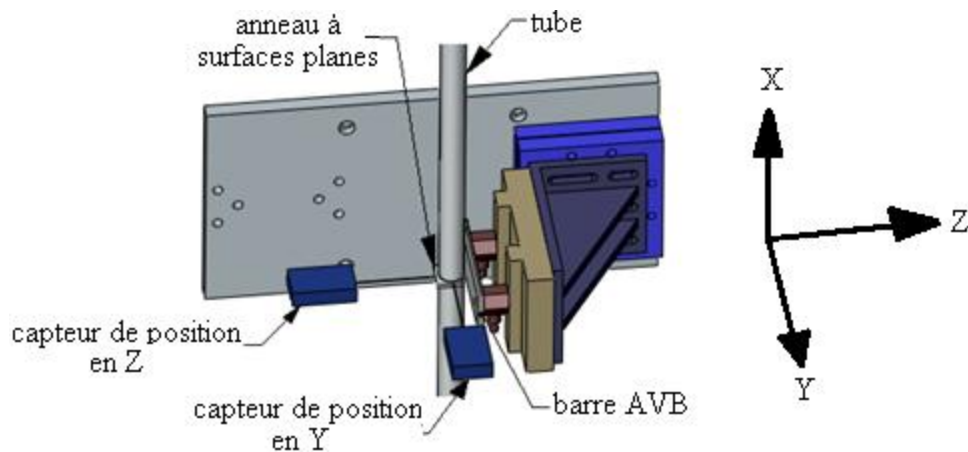


Figure 3.7- Emplacement des capteurs laser de position.

Un des capteurs laser mesure la position du tube selon l'axe Y, c'est-à-dire dans la même direction que l'excitation, parallèlement à la barre AVB, tandis que l'autre capteur mesure la position selon Z, c'est-à-dire dans la direction normale à l'AVB. Les lasers pointent directement sur un anneau muni de surfaces planes tel que montré à la Figure 3.8.

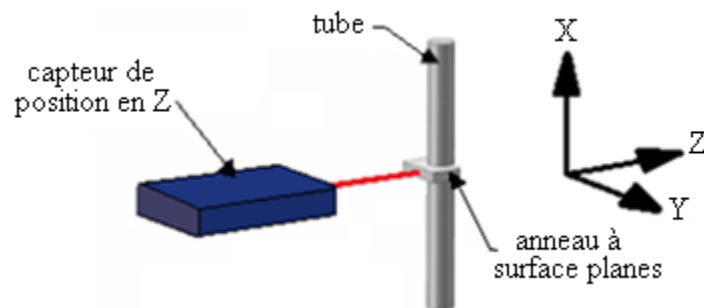


Figure 3.8- Anneau muni de surfaces planes.

Cet anneau est collé sur le tube, de sorte que la courbure du tube n'engendre pas d'erreur sur la lecture de la position. L'ajout de cette masse d'environ 2g est considéré comme négligeable par rapport au poids du tube, puisque celle-ci représente moins de 0,2% de la masse totale du tube. Une des surfaces de l'anneau est coupée afin qu'il n'y ait pas d'interférence entre le tube et l'AVB à l'endroit où il y a le contact. La plage de mesure des capteurs de position est de 50mm, la résolution de 8 $\mu$ m et le temps de réponse de 660  $\mu$ s. Lorsque le tube se déplace de 1mm, la tension de sortie est de 0,2V avec une précision de  $\pm 0,1\%$ .

### 3.3 Chaîne de mesure

La chaîne de mesure permet de recueillir l'information nécessaire à la connaissance de l'état du système, d'assigner les valeurs adéquates aux mesurandes et de délivrer ces informations sous une forme appropriée à leur exploitation. La structure de la chaîne de mesure est présentée à la Figure 3.9.

D'abord, l'acquisition des données analogiques est effectuée à l'aide des capteurs de force et des capteurs de position. Les données analogiques sont ensuite transformées en valeurs numériques par l'analyseur fréquentiel en temps réel OROS OR38. Les mesures de voltage ( $V$ ), obtenues par les capteurs, sont donc converties en force ( $N$ ) ou en position ( $\mu m$ ) par un conditionneur et transformées en données numériques par un convertisseur analogique /numérique. L'interface-utilisateur NVGate 4.2 permet ensuite de visualiser les signaux temporels bruts et de les enregistrer dans un format compatible avec un logiciel de traitement de signal. À l'aide de Matlab 7.1, les signaux sont traités en leur appliquant les filtres appropriés et en éliminant les bruits électromagnétique et mécanique. Les données subissent également une multitude d'opérations mathématiques nécessaires au calcul de la puissance d'usure, des transformées de Fourier et des figures de Lissajous.

En plus de traiter l'acquisition des données, l'analyseur fréquentiel OROS et l'interface NVGate permettent également la production de signaux électriques. Un signal oscillatoire est donc généré puis amplifié avant d'être transmis aux électroaimants. Le signal amplifié est également reconverti numériquement pour finalement être traité dans Matlab.



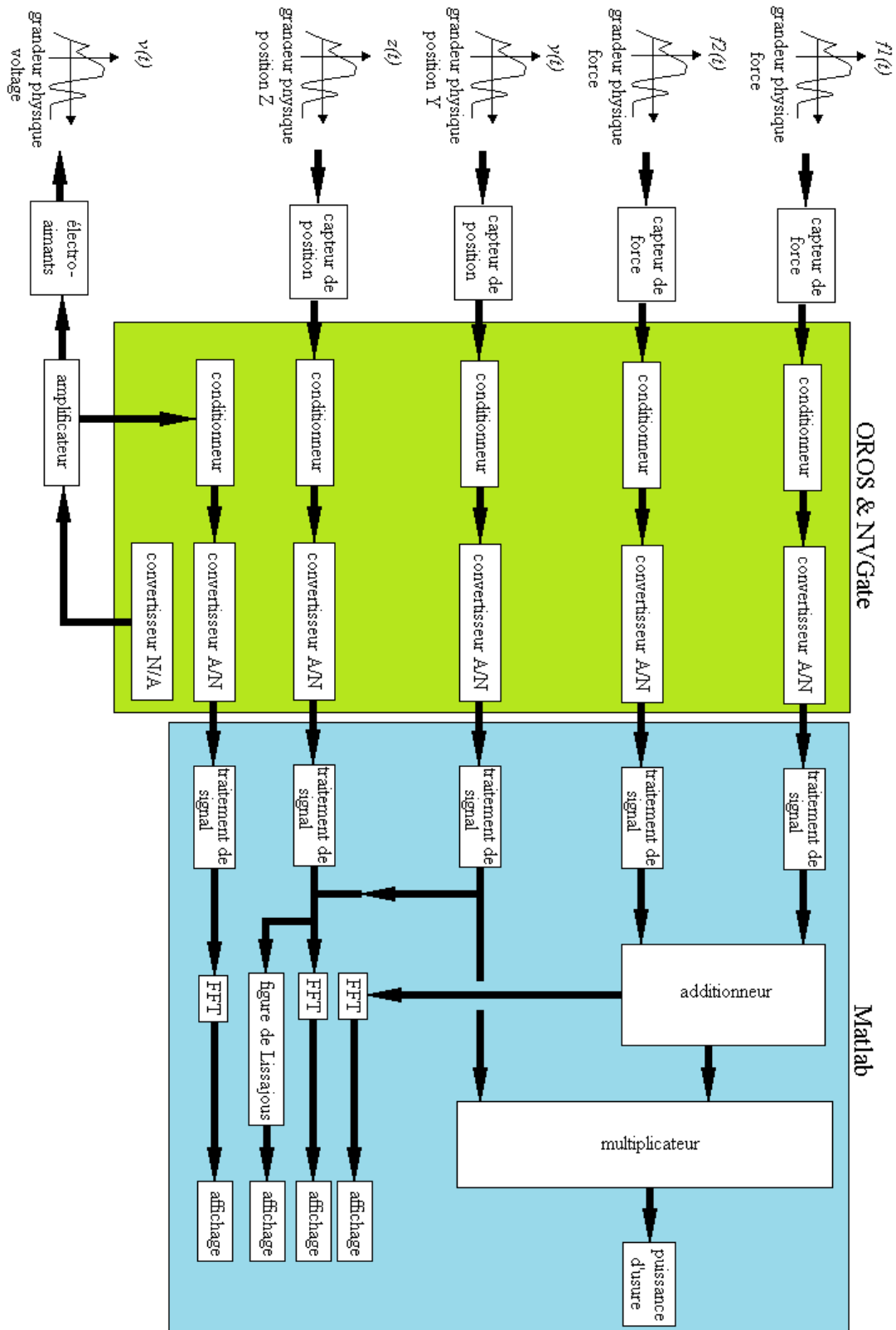


Figure 3.9- Structure de la chaîne de mesure.

### 3.4 Modifications du banc d'essais

Le banc d'essais qui a été présenté dans ce chapitre est la version améliorée du précédent montage expérimental. Plusieurs modifications ont été apportées afin d'améliorer la précision des résultats.

Dans la première configuration, le raccord à chacune des extrémités du tube possédait un cou de section circulaire de 5mm de diamètre. Les deux premières fréquences naturelles du tube étaient alors respectivement de 8,1Hz et 28,0Hz [2]. Pour que les fréquences naturelles du tube se rapprochent davantage des fréquences naturelles théoriques d'une poutre supportée par des appuis simples, le diamètre du raccord du bas a été diminué à 3,81mm. La comparaison des fréquences naturelles théoriques et expérimentales du tube est présentée à la section 4.1.1. De plus, afin de découpler le déplacement dans les deux directions principales Y et Z, le cou du raccord du haut a été usiné en une section carrée plutôt que circulaire. Le cou de section carrée possède maintenant une largeur de 3,33mm afin d'obtenir le même second moment de surface que dans le cou circulaire. Le tube se déplace donc préférentiellement dans l'une ou l'autre des principales directions.

Les supports de soutien du haut et du bas ont également été réalignés afin de corriger la verticalité du tube. Une masse a été suspendue à un câble fixé au support du haut et le support du bas a été aligné en conséquence afin d'assurer que le tube soit parfaitement vertical.

Tel que vu à la Figure 2.4b), le ventre de la déformée du mode 2 est situé à 0,62m du centre du tube car celui-ci a une longueur de 2,5m. Auparavant, les électroaimants étaient positionnés à une hauteur de 0,31m par rapport au centre du tube [2]. Puisqu'une excitation autour du deuxième mode requiert plus d'énergie qu'une excitation autour du premier mode, les électroaimants ont été déplacés à une hauteur de 0,65m du centre du tube. De cette manière, la quantité d'énergie requise pour exciter le tube autour du mode 2 est diminuée.

La plage de mesure des capteurs de force était initialement de 4,45N à 44,48N [2]. Comme les forces mesurées sont beaucoup plus faibles que celles attendues, les capteurs piézoélectriques ont été remplacés pour que la plage d'opération soit réduite, soit de 0,979N à 9,790N, et donc que la résolution d'amplitude soit meilleure.

Dans le premier montage expérimental, le laser des capteurs de position pointaient directement sur la paroi du tube [2]. La courbure du tube engendrait donc des erreurs de lecture considérables. Afin de corriger la mesure de position, un anneau muni de surfaces planes a été collé au tube. De cette manière, les lasers pointent maintenant sur les surfaces planes de l'anneau et la courbure du tube n'engendre plus d'erreur de lecture.

De plus, lors des premiers essais, la lecture de position se faisant à une distance verticale de 0,16m à partir du centre du tube. Une correction devait donc être appliquée aux signaux de position selon la déformée modale du tube. Cependant, il a été démontré que l'interaction entre le tube et l'AVB engendre l'excitation de plusieurs modes de vibration à la fois. La correction était donc complètement faussée car le tube ne vibre pas exactement selon le mode 1 ou le mode 2 tel que vu à la Figure 2.4. Afin de pallier à ce problème, la lecture de la position se fait maintenant au centre du tube. Il n'est donc pas nécessaire d'ajouter une correction aux signaux temporels de position.

Finalement, la structure de la chaîne de mesure a été modifiée. Initialement, un traitement de signal élémentaire était appliqué aux signaux temporels par l'analyseur fréquentiel OROS. Afin d'améliorer la précision des résultats de force de contact et de position du tube, le traitement de signal est maintenant effectué à l'aide d'un code Matlab développé dans le cadre de cette étude. La précision de la réponse vibratoire et du calcul de la puissance d'usure sont donc grandement améliorées.

Maintenant que toutes les composantes du montage expérimental ont été présentées en détail, la procédure expérimentale qui doit être exécutée lors des essais peut être décrite.

## CHAPITRE 4 MÉTHODOLOGIE : PROCÉDURE EXPÉRIMENTALE

Les paramètres contrôlés lors des essais expérimentaux sont la fréquence et l'amplitude d'excitation ainsi que le jeu ou la pré-charge entre le tube et la barre AVB. Il est donc primordial de préalablement définir quelles sont les grandeurs de ces paramètres afin de tester des conditions représentatives de celles des générateurs de vapeur.

Dans un premier temps, les signaux utilisés pour exciter le tube sont obtenus en identifiant les forces d'excitation qui répliquent convenablement l'écoulement diphasique transverse. Les fréquences et amplitudes d'excitation sont donc calculées pour être conformes aux conditions d'opération des générateurs de vapeur. Afin de déterminer le voltage à transmettre aux électroaimants pour générer ces forces d'excitation, une calibration des électroaimants doit être effectuée. De plus, lors d'une pré-charge entre le tube et l'AVB, la force statique des capteurs piézoélectriques est déterminée en fonction de la flèche du tube. En calculant les forces de frottement entre le tube et l'AVB, les pré-charges à utiliser lors des essais sont ensuite obtenus. Finalement, afin d'améliorer la précision des mesures de signaux temporels par le système d'acquisition, la fréquence d'échantillonnage optimale est déterminée.

### 4.1 Force d'excitation

Il a été démontré que l'utilisation d'un bruit blanc dans une bande de 10Hz autour de chaque fréquence naturelle du tube est convenable pour estimer les vibrations induites par l'écoulement dans les générateurs de vapeur [2]. Les fréquences d'excitation à utiliser lors des essais sont d'abord évaluées selon les fréquences naturelles du tube où seuls les deux premiers modes de vibration sont excités. Ensuite, les différentes amplitudes d'excitation sont calculées par la méthode de la densité spectrale de puissance.

#### 4.1.1 Fréquence d'excitation

Les fréquences naturelles sont obtenues en effectuant un impact sur le tube de manière à exciter une grande plage de fréquences. Des accéléromètres ont été temporairement installés sur le tube afin de mesurer son accélération dans les directions Y et Z. Puisque les accélérations mesurées selon les deux directions sont semblables, seul le spectre de l'accélération en Y, montré à la Figure 4.1, est utilisé pour déterminer les fréquences naturelles expérimentales du tube.

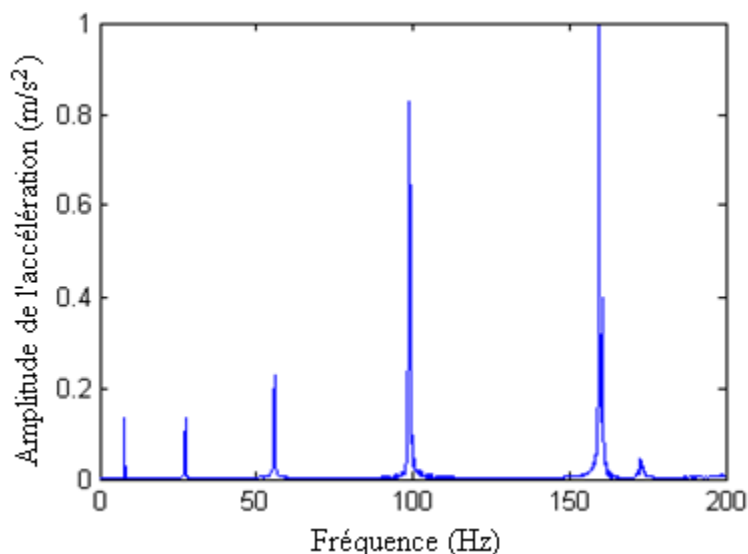


Figure 4.1- Spectre d'accélération selon Y obtenu par un impact sur le tube.

De plus, à l'aide de l'équation 1.7, pour des conditions aux frontières simplement supportées, encastrées et supportées par des appuis élastiques, les fréquences naturelles théoriques du tube sont calculées à l'Annexe III. Pour le tube supporté par des appuis élastiques, les constantes de raideur sont choisies pour que la rigidité soit faible en rotation et élevée en translation. Les valeurs de  $T = 100$  et  $R = 0,01$  ont donc été prises pour le calcul. La comparaison des fréquences naturelles expérimentales et théoriques des quatre premiers modes est présentée au Tableau 4.1. Notons que la résolution du spectre d'accélération est de 0,05Hz. Les fréquences naturelles expérimentales par rapport aux valeurs théoriques prouvent que le modèle théorique d'un tube simplement supporté est une représentation adéquate du tube muni des raccords. En effet, les erreurs relatives des fréquences naturelles d'un tube simplement supporté sont inférieures à 10% pour chacun des modes de vibration, mais largement supérieures pour les conditions limites d'encastrement et d'appuis élastiques.

Tableau 4.1- Comparaison des fréquences naturelles théoriques et expérimentales du tube.

Mode	Théorique, selon le type d'appui			Expérimentale	Écart relatif : expérimentale vs appuis simples
	Simple	Encastrés	Élastiques		
	Hz	Hz	Hz		%
1	6,62	15,01	5,56	7,25	9,52
2	26,49	41,38	14,59	26,50	0,04
3	59,60	81,12	24,78	55,40	7,05
4	105,95	134,09	45,97	98,60	6,94

Connaissant les fréquences naturelles expérimentales du tube, les fréquences d'excitation des forces aléatoires dans une bande de 10Hz autour des deux premiers modes sont donc :

$$\begin{aligned} \text{mode } 1 : \quad & 2,25 \text{ Hz} \leq f_1 \leq 12,25 \text{ Hz} \\ \text{mode } 2 : \quad & 21,50 \text{ Hz} \leq f_2 \leq 31,50 \text{ Hz} \end{aligned} \quad (4.1)$$

### 4.1.2 Amplitude d'excitation

Tel que décrit à la section 1.2.3, les forces d'excitation engendrées par un écoulement diphasique transverse peuvent être déterminées à partir de la densité spectrale de puissance. Cette méthode est donc utilisée afin d'obtenir des déplacements du tube comparables à ceux retrouvés dans le générateur de vapeur. Le détail des calculs de déplacements est présenté à l'Annexe III.

En supposant un taux de vide de 80% dans la section en U du faisceau de tubes, une vitesse d'écoulement de 5m/s et des propriétés de tube telles que décrites au Tableau 3.1, les facteurs d'échelle de pression, de fréquence et de longueur sont d'abord déterminés par les équations 1.12 à 1.14 :

$$p_0 = 27,90 \text{ N/m}^2 \quad (4.2)$$

$$f_0 = 1406,33 \text{ Hz} \quad (4.3)$$

$$D_w = 3,56 \text{ mm} \quad (4.4)$$

De plus, l'amplitude des forces d'excitation a été calculée en utilisant la première fréquence naturelle théorique du tube de 6,62Hz. Une fréquence réduite de  $4,71 \times 10^{-3}$  est donc obtenue. En utilisant plutôt la fréquence naturelle expérimentale du tube de 7,25Hz, les amplitudes d'excitation calculées sont plus faibles. Le calcul est donc conservateur lorsque la valeur de 6,62Hz est choisie. La comparaison des calculs utilisant l'une ou l'autre des fréquences naturelles est présentée à l'Annexe III. À partir de l'équation 1.18 ou de la Figure 1.6, la limite supérieure de la densité spectrale de puissance équivalente de référence peut donc être évaluée :

$$\tilde{S}_F(f_r)_{e\_SUP}^0 = 233,17 \quad (4.5)$$

Dans le but d'analyser le comportement vibratoire à différentes amplitudes d'excitation, une valeur minimale de la densité spectrale de puissance équivalente de référence a également été définie tel que vu à la Figure 4.2.

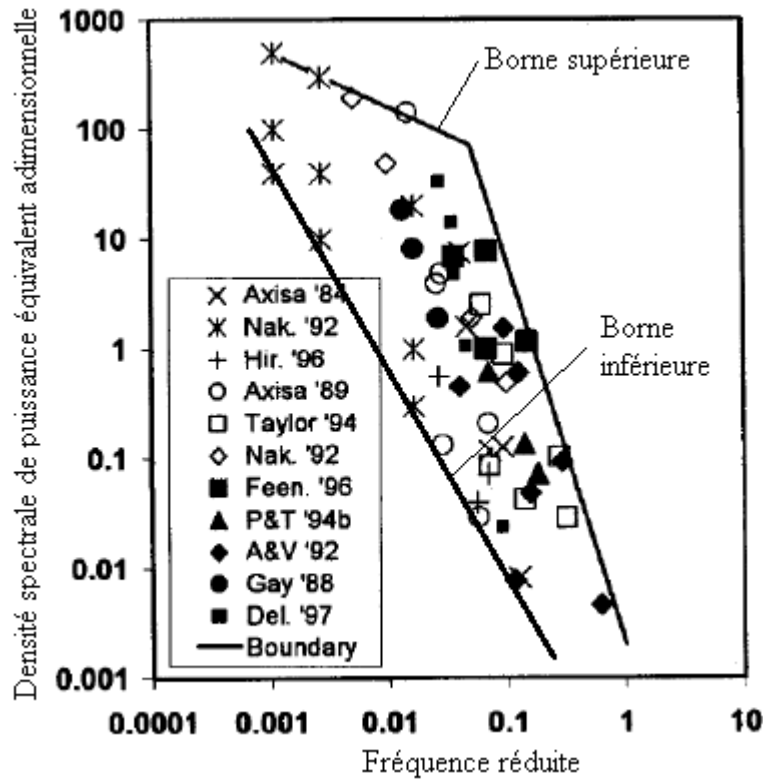


Figure 4.2- Recommandations des forces d'excitation aléatoires d'un écoulement diphasique.

Bornes supérieure et inférieure. Traduit et modifié de [9].

Puisque la fréquence réduite est de 0,004 71, la limite inférieure de la densité spectrale de puissance équivalente de référence est donc estimée à partir de la Figure 4.2 comme suit :

$$\tilde{S}_F(f_r)_{e\ INF}^0 = 8 \quad (4.6)$$

Selon l'équation 1.17, en divisant la densité spectrale de puissance équivalente de référence par la longueur du tube de 2,5m, la densité spectrale de puissance équivalente peut être déterminée :

$$\tilde{S}_F(f_r)_{e\ SUP} = 93,27 \quad (4.7)$$

$$\tilde{S}_F(f_r)_{e\ INF} = 3,2 \quad (4.8)$$

Finalement, en posant l'amortissement à 1% et les valeurs de  $\phi_1(x)^2$  et  $a_1$  respectivement à 2 et 1,1 tel que défini au Tableau 1.3 pour des conditions aux frontières simplement supportées, le déplacement RMS au centre du tube peut être obtenu par l'équation 1.16 :

$$\overline{y(L/2)}_{SUP} = 3,79 \text{ mm} \quad (4.9)$$

$$\overline{y(L/2)}_{INF} = 0,702 \text{ mm} \quad (4.10)$$

Donc, en utilisant les conditions d'opération d'un générateur de vapeur, le déplacement RMS au centre du tube ne devrait pas dépasser 3,79mm. De plus, pour des fins d'analyse, une valeur minimale de déplacement d'environ 0,702mm a été trouvée. Puisque le comportement vibratoire sera étudié selon trois amplitudes d'excitation, une valeur moyenne de déplacement de 2,25mm est également utilisée, en plus des valeurs maximum et minimum.

Maintenant que les déplacements à obtenir sont connus, il reste à savoir quels sont les voltages à transmettre aux électroaimants qui permettront d'obtenir ces déplacements. Des essais sont donc effectués dans le but de connaître le déplacement du tube associé au voltage transmis aux électroaimants. Pour ce faire, un signal aléatoire dans une bande de fréquence de 10Hz autour du premier mode est envoyé aux électroaimants. Les signaux temporels des capteurs laser de position et le voltage transmis aux électroaimants sont enregistrés par le système d'acquisition. La moyenne des déplacements RMS au centre du tube, mesurée à partir de trois essais, en fonction du voltage RMS est tracée à la Figure 4.3.

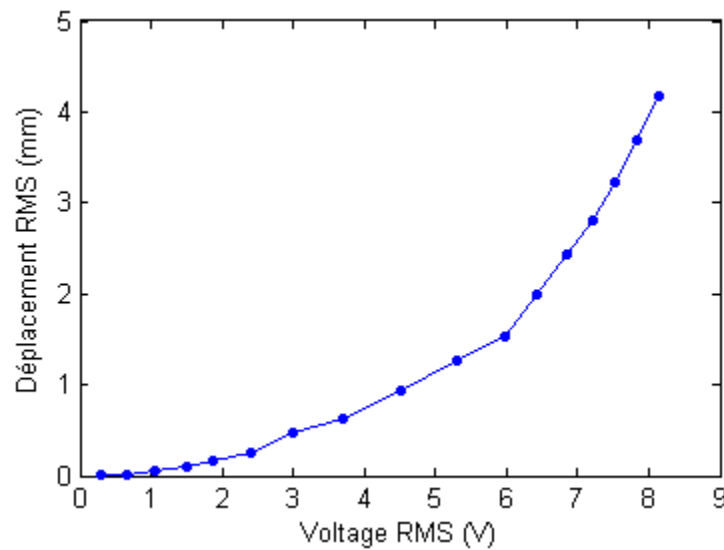


Figure 4.3- Déplacement RMS au centre du tube en fonction du voltage RMS transmis aux électroaimants.



Pour les déplacements RMS de 0,702mm, 2,25mm et 3,79mm, les voltages RMS correspondants sont résumés au Tableau 4.2. Lors des essais, ces trois amplitudes d'excitation sont donc utilisées pour exciter le tube.

Tableau 4.2- Amplitude d'excitation du tube.

Déplacement RMS	Voltage RMS
mm	V
0,70	4,16
2,25	6,50
3,79	8,06

Les déplacements obtenus par la méthode de la densité spectrale de puissance sont valables pour une excitation au mode 1 seulement. Par contre, comme cette approche ne permet pas de les évaluer pour une excitation autour du mode 2, les mêmes voltages seront utilisés dans les deux cas.

### 4.1.3 Calibration des électroaimants

Afin de déterminer la force appliquée au tube par les électroaimants, une calibration doit être effectuée. Celle-ci est nécessaire afin d'associer une force d'excitation à la quantité d'énergie qui est transmise au tube par les électroaimants. Pour ce faire, un tube court muni d'une cible magnétique est vissé entre un support et deux capteurs de force. Le tube est ensuite installé et centré entre les électroaimants qui attirent successivement le tube selon l'amplitude du signal d'excitation. La Figure 4.4 montre le montage de calibration des électroaimants.

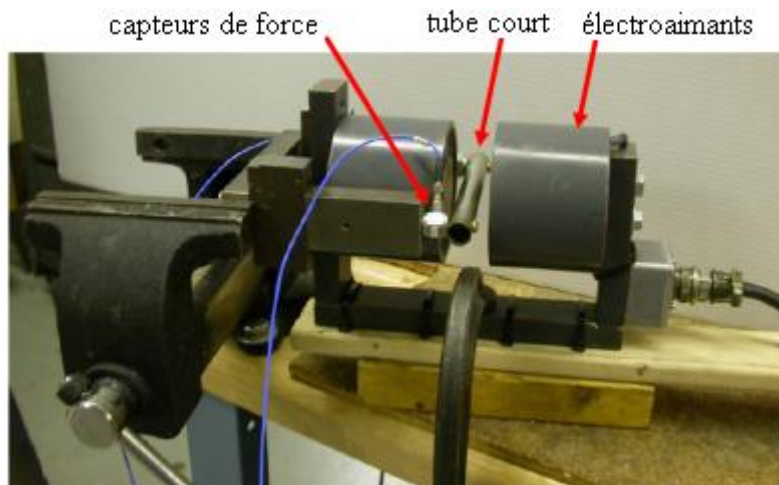


Figure 4.4- Montage de calibration des électroaimants.

La calibration est effectuée en envoyant un signal aléatoire dans une bande de fréquence de 10Hz autour de chacun des deux premiers modes tel que défini par la relation 4.1. Lors d'un essai de calibration, les signaux temporels des capteurs de force ainsi que le signal du voltage transmis aux électroaimants sont enregistrés. La force RMS totale peut ainsi être déterminée en fonction du voltage RMS. Le voltage est fixé d'un essai à l'autre en faisant varier le niveau d'amplification du signal aléatoire. Les courbes de calibration autour des deux premiers modes, moyennées sur trois essais, sont donc obtenues tel que vu à la Figure 4.5.

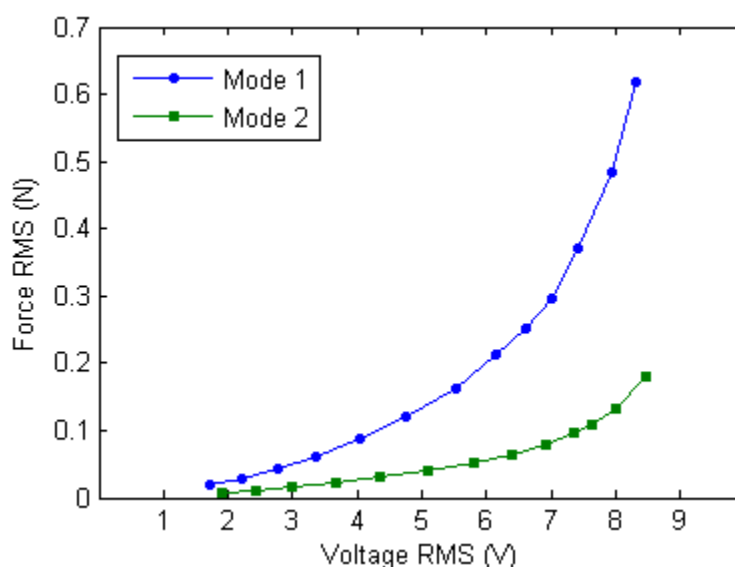


Figure 4.5- Courbes de calibration des électroaimants autour des deux premiers modes.

Selon l'amplitude d'excitation du tube présentée au Tableau 4.2, une force RMS correspondante peut maintenant être établie selon que le tube est excité au premier ou au deuxième mode. Le Tableau 4.3 présente l'amplitude des forces RMS des deux premiers modes en fonction du voltage RMS.

Tableau 4.3- Amplitude des forces d'excitation du tube.

Déplacement RMS	Voltage RMS	Forces RMS	
		Mode 1	Mode 2
mm	V	N	N
0,702	4,16	0,090	0,027
2,25	6,50	0,240	0,055
3,79	8,06	0,531	0,122

## 4.2 Pré-charge entre le tube et l'AVB

Des tests sur les capteurs de force ont permis de constater que ceux-ci ne mesurent que la force dynamique entre le tube et la barre AVB. La force statique, présente lorsqu'il y a une pré-charge entre le tube et l'AVB, est éliminée du signal temporel après environ 5 secondes. Afin d'inclure la force statique dans les signaux de force, il est nécessaire d'ajouter une force correspondant à la pré-charge lorsqu'il y en a une. Il est par contre difficile de mesurer expérimentalement la force de pré-charge à l'aide des capteurs piézoélectrique puisque ceux-ci se déchargent rapidement. La pré-charge théorique est donc d'abord calculée à l'aide du modèle de fléchissement statique d'une poutre. Ensuite, les pré-charges théoriques trouvées par ce modèle sont comparées aux forces de pré-charges obtenues expérimentalement. Finalement, en incluant un coefficient de frottement statique aux forces de pré-charges, les forces de frottement entre le tube et l'AVB sont trouvées. La flèche maximale à appliquer au tube pour que celui-ci puisse se déplacer est ainsi déterminée selon la force d'excitation.

### 4.2.1 Modèle théorique de fléchissement statique du tube

La pré-charge théorique est calculée à l'aide du modèle de fléchissement statique d'une poutre de Bernoulli-Euler simplement supportée à ses extrémités tel que vu à la Figure 4.6. La force  $P$  représente la force de chargement statique ou la force de pré-charge, appliquée à la distance  $x$  sur la poutre par rapport à l'origine.

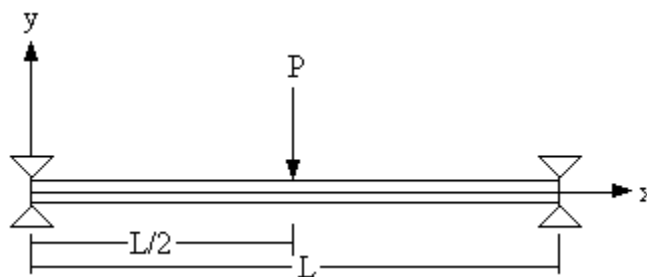


Figure 4.6- Charge appliquée sur une poutre simplement supportée.

La flèche de la poutre est donnée en fonction de la position de chargement  $x$  par l'équation suivante [17] :

$$y(x) = \frac{Px}{48EI} (3L^2 - 4x^2) \quad (4.11)$$

Puisque la force de pré-charge est appliquée au centre du tube à  $L/2$ , l'équation de la flèche devient donc :

$$y\left(\frac{L}{2}\right) = -\frac{PL^3}{48EI} \quad (4.12)$$

La force de pré-charge équivalente à chaque flèche au centre du tube peut finalement être trouvée de la manière suivante :

$$P = -\frac{48EIy}{L^3} \quad (4.13)$$

Selon les propriétés physiques et les caractéristiques géométriques du tube, la force de pré-charge théorique est tracée à la Figure 4.7 en fonction du fléchissement du tube.

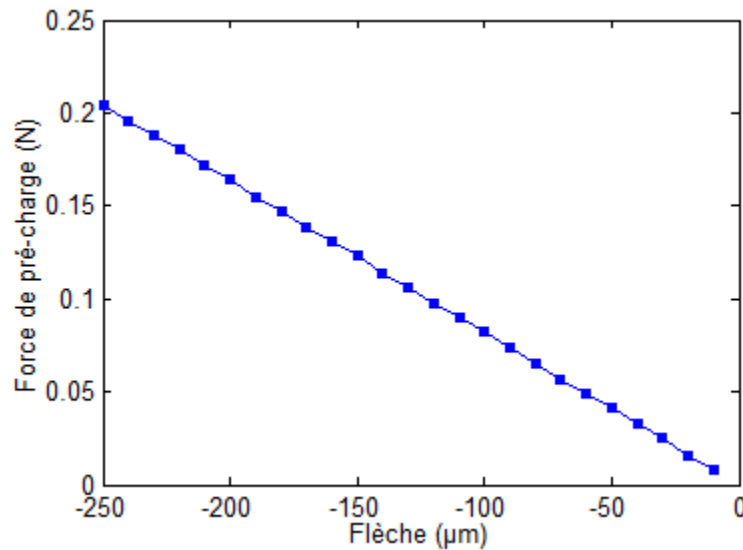


Figure 4.7- Force de pré-charge théorique en fonction du fléchissement du tube.

#### 4.2.2 Pré-charge expérimentale

Pour des fins de comparaison, les forces de pré-charge sont également mesurées expérimentalement. Pour un fléchissement du tube allant de  $-10\mu\text{m}$  à  $-250\mu\text{m}$ , une acquisition de la force de contact statique entre le tube et la barre AVB a été obtenue. Après 5 secondes d'application, soit après que le capteur piézoélectrique se soit déchargé, la pré-charge a subitement été retirée. De cette manière, le signal temporel de la force permet de mesurer la force statique entre le tube et la barre AVB tel que vu à la Figure 4.8.

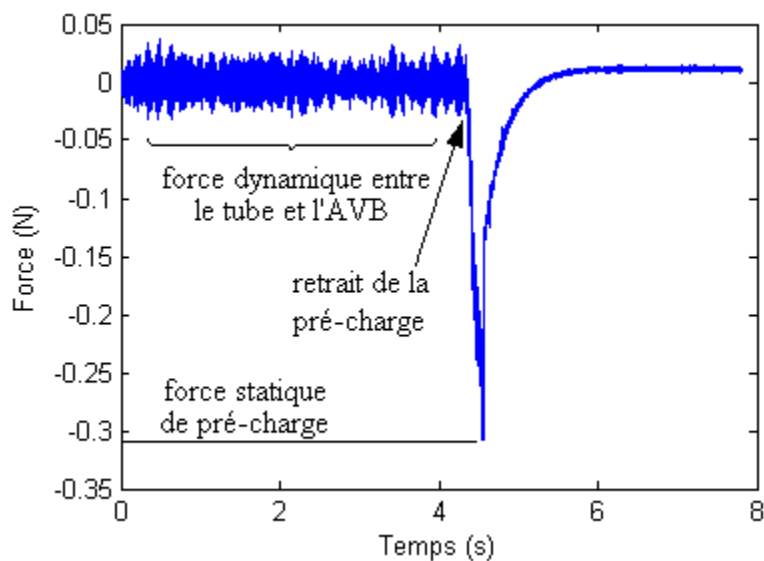


Figure 4.8- Signal temporel de la force de pré-charge pour une flèche de 250µm.

Il a donc été possible de déterminer la force de pré-charge équivalente à chacune des flèches en moyennant les valeurs sur trois essais. La Figure 4.9 présente les forces de pré-charges expérimentales et théoriques en fonction du fléchissement du tube.

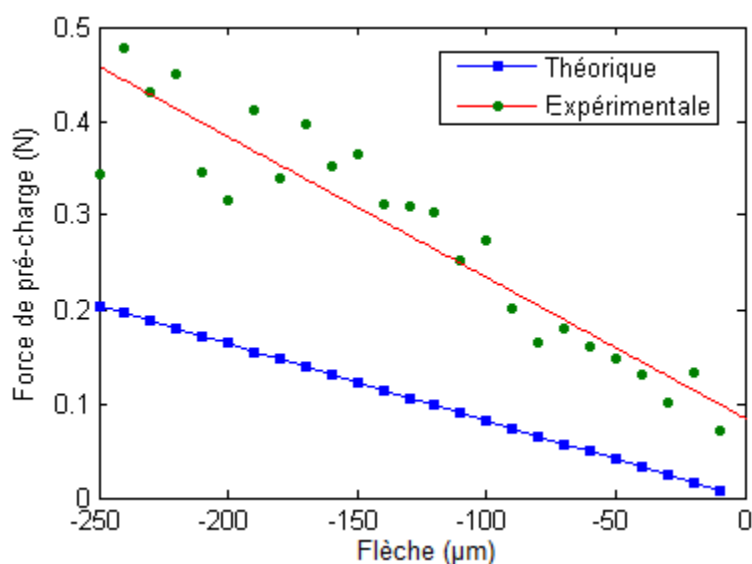


Figure 4.9- Comparaison de la force de pré-charge théorique et expérimentale.

L'écart-type maximal des forces de pré-charge expérimentales, mesurées à partir des trois essais, est de 0,127N pour une flèche de -160µm, tandis que l'écart-type moyen est de 0,050N. De plus, le coefficient de détermination  $R^2$  des valeurs moyennes par rapport à la droite de tendance linéaire en rouge est de 0,877.

On constate que la force de pré-charge expérimentale est plus élevée que la force théorique. Cela est probablement causé par la rigidité des raccords du tube qui est légèrement plus élevée que s'il s'agissait d'un tube parfaitement supporté par des appuis simples. D'ailleurs, cela est compatible avec la première fréquence naturelle du tube, dont la valeur expérimentale au Tableau 4.1 est 9,5% plus élevée que la valeur théorique de la poutre aux appuis simples. De plus, la force de pré-charge expérimentale n'est pas nulle pour une flèche de 0µm. Cela est dû au fait que la mise à zéro de la position relative entre le tube et l'AVB est effectuée manuellement. Il se peut que lors de la mise à zéro, il y ait préalablement une faible force de contact entre le tube et l'AVB. Selon la droite expérimentale, la force initiale est d'environ 0,09N et correspond avec une erreur minime de 57µm lors la mise à zéro. De plus, il est également possible que la force de pré-charge expérimentale en fonction de la flèche ne soit pas parfaitement linéaire.

Afin d'être conservateur lors du calcul de la puissance d'usure, la force de pré-charge expérimentale est utilisée. Cependant, l'origine de la droite est ramenée à zéro afin de ne pas tenir compte de l'erreur potentielle causée par la mise à zéro. L'équation de la force de pré-charge  $P$  en Newtons en fonction de la flèche  $y$  en µm est donnée par :

$$P = -1,493 \times 10^{-3} y \quad (4.14)$$

À chaque essai où le tube est en pré-charge avec l'AVB, la force équivalente à cette droite est donc additionnée au signal temporel de force dans le calcul de la puissance d'usure.

### 4.2.3 Force de frottement

À partir des forces de pré-charge expérimentales, les forces de frottement entre le tube et l'AVB peuvent être calculées. De cette manière, il est possible d'évaluer la flèche maximale du tube à laquelle il n'y a plus aucun mouvement relatif entre le tube et l'AVB. La Figure 4.10 présente le diagramme des forces qui agissent sur le tube lorsque celui-ci est en pré-charge avec l'AVB.

En effectuant la somme des forces selon la direction Y, on obtient alors :

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= F_{excitation} - F_{frottement} = F_{excitation} - \mu F_{pré-ch \ arg e} = 0 \\ \Rightarrow F_{excitation} &= F_{frottement} = \mu F_{pré-ch \ arg e} \end{aligned} \quad (4.15)$$

où  $\mu$  est le coefficient de frottement statique. Pour la majorité des combinaisons de matériaux des composantes de générateurs de vapeur, le coefficient de frottement statique est situé entre 0,55 et 0,65 dans l'air [45]. Pour la combinaison de l'Inconel 690 et de l'acier SS403, le coefficient de frottement statique est posé à 0,57.

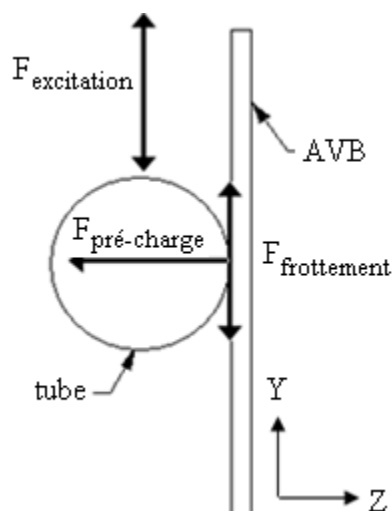


Figure 4.10- Diagramme des forces qui agissent sur le tube.

En multipliant la droite de la force de pré-charge expérimentale 4.14 par le coefficient de frottement statique, la force de frottement en fonction de la flèche  $y$  en  $\mu\text{m}$  est donnée par :

$$F_{\text{frottement}} = -0,851 \times 10^{-3} y \quad (4.16)$$

Finalement, le Tableau 4.4 présente la flèche maximale à appliquer au tube pour qu'il n'y ait plus aucun déplacement possible, et ce pour chaque force d'excitation telle que trouvée à la section 4.1. En d'autres termes, lorsque la force frottement correspondant à la flèche maximale est supérieure à la force d'excitation, le tube ne peut se déplacer et la puissance d'usure est conséquemment nulle. Ces valeurs sont d'ailleurs vérifiées lors de l'analyse de la puissance d'usure au chapitre 7. Le détail des calculs est présenté à l'Annexe III.

Tableau 4.4- Flèche maximale du tube en fonction de l'amplitude des forces d'excitation.

Mode 1		Mode 2	
Force RMS	Flèche maximale	Force RMS	Flèche maximale
N	$\mu\text{m}$	N	$\mu\text{m}$
0,090	-105,75	0,027	-31,72
0,240	-282,02	0,055	-64,63
0,531	-623,97	0,122	-143,36

### 4.3 Fréquence d'échantillonnage

La fréquence d'échantillonnage est un paramètre essentiel lors d'une prise de mesures. Elle détermine à la fois la précision du signal temporel et l'espace mémoire occupé par le fichier. Si la fréquence d'échantillonnage est trop faible par rapport au contenu spectral du signal enregistré, une partie de l'information est perdue. Selon le critère de Shannon, pour ne pas perturber un signal lors de l'échantillonnage, la fréquence d'acquisition doit être égale ou supérieure au double de la fréquence maximale contenu dans le signal. Cependant, plus la fréquence d'échantillonnage est élevée, plus l'espace utilisé pour mémoriser le signal est grand puisque celui-ci contient un plus grand nombre de points d'acquisition.

Il est d'abord question de déterminer quelle est la fréquence d'échantillonnage optimale des capteurs. Pour ce faire, plusieurs tests d'impact entre le tube et l'AVB sont effectués en conservant les mêmes conditions d'opération (même jeu, mêmes fréquence d'excitation et même amplitude d'excitation), mais en variant la fréquence d'échantillonnage. Le signal temporel de la force d'un impact est ensuite analysé dans le but d'établir si le nombre de points d'acquisition contenu sur la courbe est suffisant. En pratique, afin de représenter le signal avec justesse, un impact doit contenir entre 10 et 12 points d'acquisition. Pour des fins d'analyse, les fréquences d'échantillonnage de 8192Hz, 16 384Hz et 32 768Hz sont testées. La Figure 4.11 montre l'agrandissement du signal temporel de la force autour d'un impact pour ces trois fréquences d'échantillonnage.

Il est d'abord possible de remarquer que des impacts multiples sur une très courte durée sont visibles lors de l'interaction entre le tube et la barre AVB. Ce phénomène peut être expliqué par le fait que les modes de vibration supérieurs du tube sont excités lors d'un impact. On observe donc la présence de trois impacts sur une période d'environ 2 millièmes de seconde, dû aux modes supérieurs du tube. Pour une fréquence d'échantillonnage de 8192Hz, la force entre ces impacts ne redescend pas à zéro comparativement aux fréquences de 16 384Hz et 32 768Hz. La courbe ne contient donc pas assez de points d'acquisition pour représenter judicieusement le signal temporel. De plus, le nombre de points discernables sur le premier impact est respectivement de 4, 10 et 18 points. Une fréquence d'échantillonnage au-delà de 16 384Hz est donc suffisante pour décrire le comportement d'un impact avec précision car elle permet d'obtenir au moins 10 points d'acquisition par impact. Puisqu'un filtre anti-repliement doit être



appliqué à chaque signal temporel, la fréquence d'échantillonnage est donc posée à 32 768Hz et la fréquence de coupure du filtre à 16 384Hz.

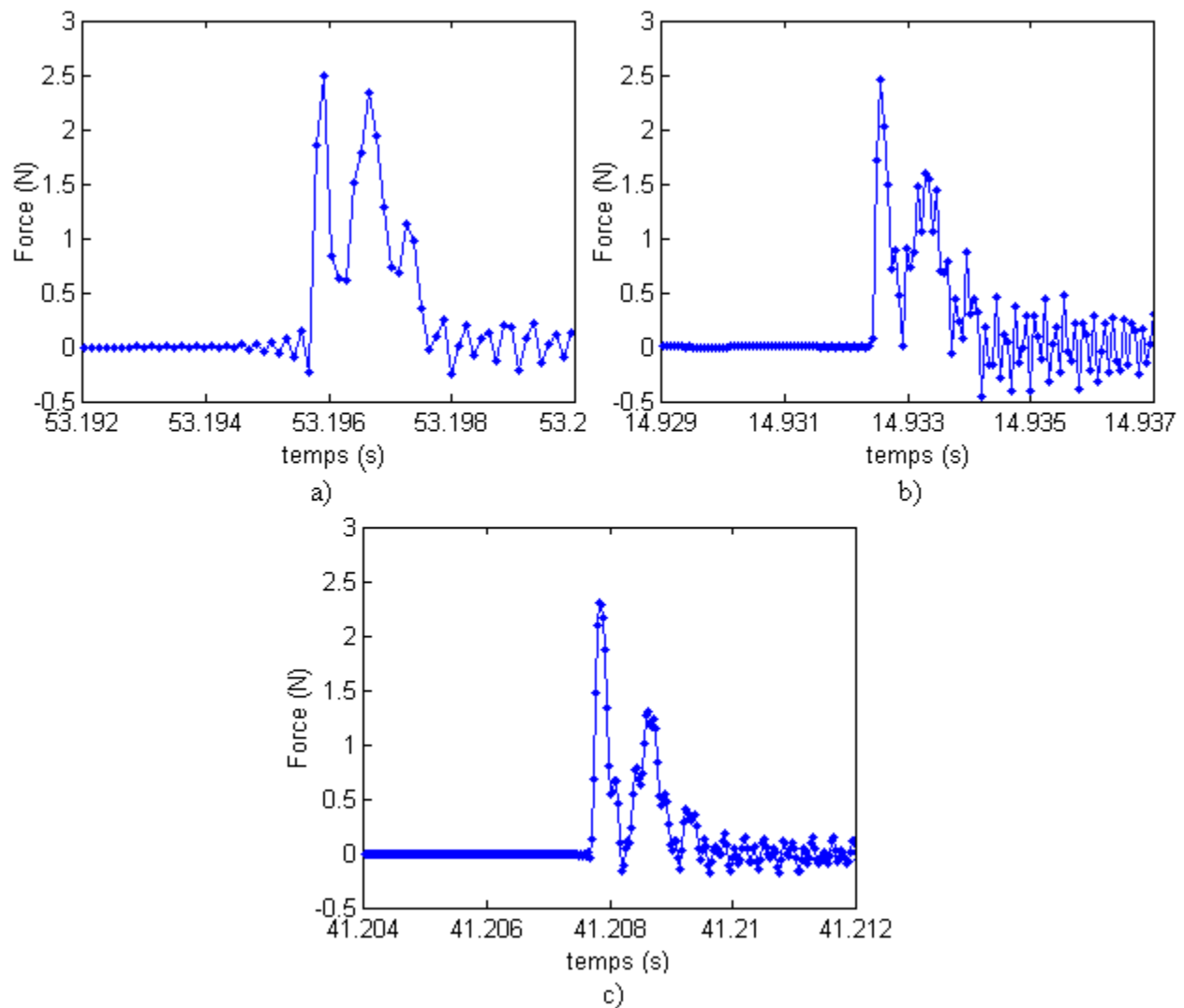


Figure 4.11- Signal temporel de la force d'un impact pour des fréquences d'échantillonnage de :  
a) 8192Hz b) 16 384Hz c) 32 768Hz.

Afin de simplifier le calcul de la puissance d'usure, qui demande la multiplication des signaux de force et de déplacement, la fréquence d'échantillonnage est la même pour tous les capteurs. De plus, dans le but d'avoir un échantillon représentatif des signaux temporels de force et de position, tous les tests sont répétés cinq fois. Le temps d'une acquisition est fixé à 100 secondes afin d'augmenter le nombre de points contenus dans les spectres fréquentiels. Puisque la fréquence d'échantillonnage est de 32 768Hz, chaque signal temporel contient donc  $3,2768 \times 10^6$  points d'acquisition.

## 4.4 Protocole expérimental

Maintenant que le montage et la procédure expérimentale ont été décrits, le protocole expérimental peut être divisé en étapes telles que voici :

- 1- Ajuster les paramètres fixes dans NVGate.
  - a. Fixer la fréquence d'échantillonnage à 32 768Hz.
  - b. Fixer le temps d'une acquisition à 100 secondes.
  - c. Fixer la sensibilité des capteurs de force 0,494V/N.
  - d. Fixer la sensibilité des capteurs laser à 200 V/m.
- 2- Ajuster le montage expérimental.
  - a. Vérifier la perpendicularité du laser des capteurs de position avec l'anneau à surface plane.
  - b. Vérifier la tangence entre la paroi du tube et la barre AVB.
  - c. Vérifier qu'aucun fil n'interfère avec les composantes du montage expérimental.
- 3- Faire les essais pour la pré-charge ou le jeu désiré.
  - a. Ajuster la position de la barre AVB à 0µm par rapport à la surface du tube et prendre la lecture de la vis micrométrique.
  - b. Ajuster la position désirée de l'AVB par rapport à la position de la mise à zéro.
  - c. Ajuster le signal d'excitation à «nul» et prendre une mesure.
  - d. Ajuster le signal d'excitation à 4,16V de 2,25Hz à 12,25Hz et prendre une mesure.
  - e. Ajuster le signal d'excitation à 6,50V de 2,25Hz à 12,25Hz. et prendre une mesure
  - f. Ajuster le signal d'excitation à 8,05V de 2,25Hz à 12,25Hz et prendre une mesure.
  - g. Ajuster le signal d'excitation à 4,16V de 21,50Hz à 31,50Hz et prendre une mesure.
  - h. Ajuster le signal d'excitation à 6,50V de 21,50Hz à 31,50Hz et prendre une mesure.
  - i. Ajuster le signal d'excitation à 8,05V de 21,50Hz à 31,50Hz et prendre une mesure.
- 4- Refaire l'étape 3 pour des jeux et des pré-charges de -4000µm à 4000µm (80 positions).
- 5- Recommencer les étapes 3 et 4 à quatre reprises pour un total de 2800 essais à raison de 100 secondes chacun.
- 6- Effectuer le traitement des signaux par Matlab tel que décrit au chapitre 5.

En tout et partout, les 2800 essais correspondent à plus de 85 heures de tests en laboratoire, compte tenu de l'ensemble de la procédure expérimentale.

## CHAPITRE 5 MÉTHODOLOGIE : TRAITEMENT DE SIGNAL

Le traitement de signal est un aspect crucial de l'étude du comportement vibratoire du tube en interaction avec la barre AVB, car il permet d'identifier et de développer les techniques appropriées de traitement et d'analyse des signaux temporels de force et de position. Parmi les différents types d'opérations possibles sur ces signaux, on dénote le filtrage, le traitement du bruit, ainsi que toutes les opérations mathématiques nécessaires à leur analyse et à leur interprétation. La précision des résultats dépend donc fortement de la justesse du traitement des signaux.

Ce chapitre est divisé en quatre parties. D'abord, l'effet du repliement spectral est discuté. Afin de corriger cette conséquence indésirable de l'échantillonnage, une solution de filtrage des signaux de force et de position est proposée. Ensuite, le traitement du bruit électromagnétique provenant de la chaîne de mesure, ainsi que du bruit mécanique résultant de la vibration de la structure, est présenté. Les niveaux de bruit de chacun des capteurs sont donc mesurés puis atténués en appliquant des filtres coupe-bande et en posant des seuils de bruit. Une fois les signaux traités et filtrés, trois méthodes de calcul de la puissance d'usure sont proposées afin de vérifier la robustesse des calculs et d'évaluer l'ordre de grandeur de l'erreur encourue par de telles manipulations mathématiques. Finalement, le calcul des spectres fréquentiels par la transformée de Fourier discrète est abordé, où les opérations de fenêtrage, de chevauchement et de moyennage des spectres sont décrits.

### 5.1 Effet de repliement

Lors de la prise de mesures, l'échantillonnage réduit le signal analogique à une succession de points discrets. La fréquence d'échantillonnage doit être suffisamment grande pour restituer convenablement l'ensemble de l'information du signal analogique, mais sans être excessive pour ne pas utiliser inutilement de l'espace de stockage. À la section 4.3, une fréquence d'échantillonnage de 32 768Hz a été jugée acceptable pour l'acquisition des données. Selon le théorème de Shannon, toutes les fréquences du signal inférieures à la moitié de la fréquence d'échantillonnage, soit la fréquence de Nyquist de 16 384Hz, sont correctement restituées, tandis que les fréquences supérieures introduisent un recouvrement spectral nommé repliement [48-49]. Afin d'éviter l'apparition de telles fréquences dans les spectres, un filtrage des fréquences

supérieures à la fréquence de Nyquist est nécessaire. Pour ce faire, différents types de filtres peuvent être utilisés, mais le plus approprié est le filtre de Butterworth, car la forme de sa fonction de transfert ne varie pas dans toute la bande passante [47-49]. Celui-ci est donc utilisé autant comme filtre passe-bas pour le filtrage des fréquences de repliement, que comme filtre coupe-bande pour l'atténuation du bruit à certaines fréquences. À l'annexe IV sont présentés les filtres passe-bas et coupe-bande de Butterworth.

Afin de réduire l'effet du repliement spectral, un filtre d'atténuation minimale de 50dB à la fréquence de Nyquist est recommandé [50]. Donc, en posant la fréquence de coupure à 14 746Hz (45% de la fréquence d'échantillonnage de 32 768Hz), l'atténuation du filtre doit être de 50dB à la fréquence de Nyquist de 16 384Hz. Pour obtenir une telle atténuation, un filtre d'ordre 25 est requis. Cependant, il est difficile de mettre en œuvre un filtre de Butterworth d'ordre supérieur à 8 puisque le gain en haute fréquence n'est plus linéaire. Le choix d'un filtre passe-bas Butterworth d'ordre 8 comme filtre anti-repliement a donc été privilégié. Le diagramme de Bode d'un tel filtre est présenté à la Figure 5.1.

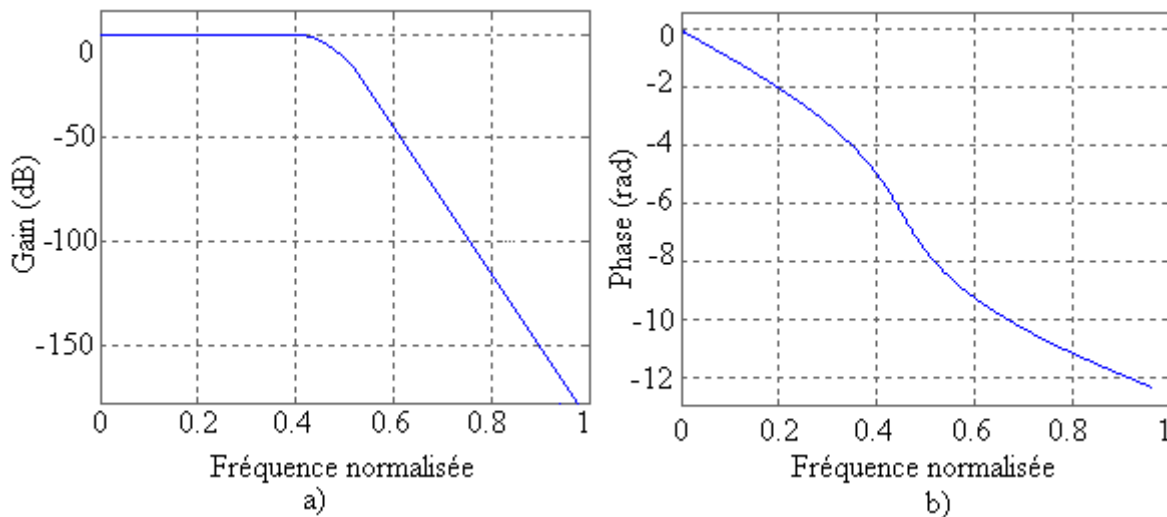


Figure 5.1- Diagramme de Bode d'un filtre passe-bas de Butterworth d'ordre 8 :a) Gain b) Phase.

Dans le diagramme de Bode, la fréquence normalisée représente la fréquence par rapport à la fréquence d'échantillonnage. Une fréquence normalisée de 1 est égale à la fréquence d'échantillonnage de 32 768Hz. À la Figure 5.1a), on remarque que le gain est d'environ -10dB à la fréquence normalisée de 0,5. Cette atténuation est inférieure au 50dB recommandé, mais il s'agit du meilleur compromis possible afin que le gain en haute fréquence soit linéaire. De plus,

on note la présence d'un important changement de phase à la Figure 5.1b), qui peut s'avérer problématique lors du calcul de la puissance d'usure où une multiplication des signaux de force et de déplacement est opérée. Si ces signaux sont déphasés les uns par rapport aux autres, cela engendrera des erreurs de calcul. Cependant, puisque le filtre anti-repliement doit être appliqué à tous les signaux temporels de force et de déplacement, ceux-ci demeurent donc toujours en phase.

## 5.2 Traitement du bruit

Afin de déterminer si le bruit contenu dans les signaux temporels de force et de position provient essentiellement des capteurs et du filage (bruit électromagnétique) ou s'il provient du montage expérimental (bruit mécanique), des tests de bruit sur le montage et hors-montage sont requis. En identifiant les sources de bruit, les actions nécessaires pour réduire ce bruit ou l'éliminer complètement des signaux peuvent ensuite être posées, soit en modifiant la chaîne de mesure ou en effectuant un traitement de signal adéquat.

### 5.2.1 Bruit des capteurs de force

Pour déterminer le bruit électromagnétique provenant des capteurs de force, une acquisition de données est d'abord effectuée hors-montage. Les capteurs de force sont installés sur une surface rigide du sol de l'immeuble et isolés par un matériau feutré de manière à amortir les vibrations.

La Figure 5.2 présente le signal temporel brut et le spectre du bruit d'un des capteurs de force hors-montage. Notons que l'échelle de l'axe des ordonnées est choisie de manière à pouvoir comparer les amplitudes des Figure 5.2, Figure 5.3 et Figure 5.4. À la Figure 5.2, le signal temporel du capteur de force indique un bruit RMS de  $3 \times 10^{-4}$  N et le spectre ne montre aucune fréquence où le niveau de bruit est plus élevé qu'ailleurs. On remarque cependant un contenu spectral important vers les très basses fréquences. Comme les capteurs de force ont une fréquence d'échantillonnage limitée entre 0,5 Hz et 36 kHz, ce phénomène est probablement lié à la limitation de la performance des capteurs. Le bruit électromagnétique des capteurs de force et du filage est négligeable par rapport aux forces qui sont mesurées lors des tests. En effet, pour que le bruit de la mesure de force soit considéré comme négligeable, il a été décidé que l'amplitude des pics dans les spectres de bruit devait être inférieure à  $5 \times 10^{-4}$  N. Cette valeur correspond à environ 10% des plus faibles grandeurs de force attendues.

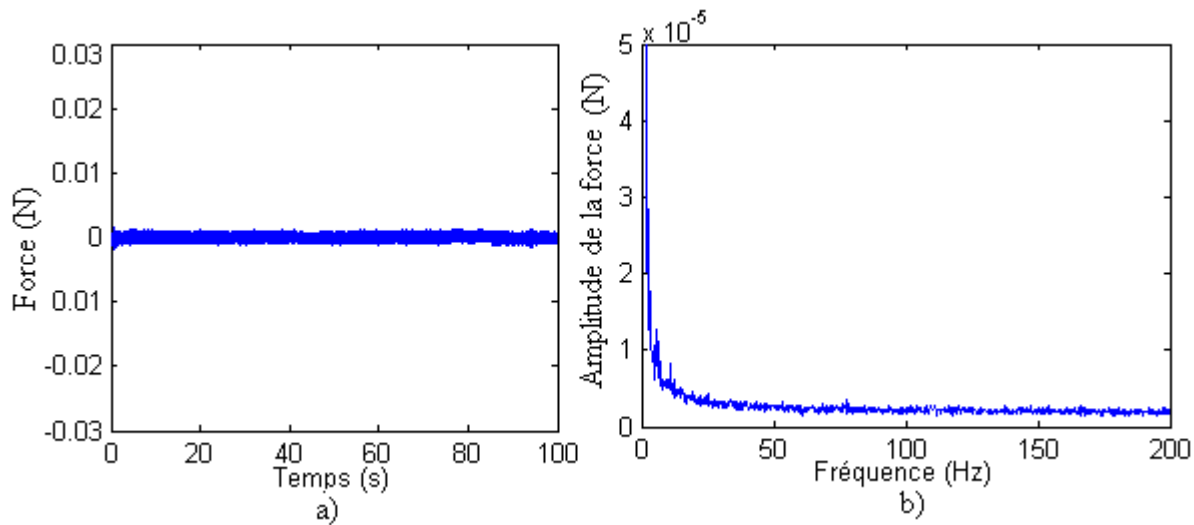


Figure 5.2- Bruit des capteurs de force hors-montage : a) Signal b) Spectre.

Puisque le montage expérimental est fixé à une colonne structurale de l'immeuble, certaines vibrations peuvent provenir de sources d'excitation extérieures, qui ne sont pas désirées lors de l'analyse de la réponse vibratoire. Afin d'évaluer ce bruit mécanique dû aux vibrations libres du montage expérimental, une mesure de bruit est effectuée lorsque les capteurs de force sont placés à leur position respective sur le banc d'essais. Une acquisition est effectuée en ne transmettant aucune force d'excitation aux électroaimants alors que le tube et la barre AVB ne sont pas en contact. Le signal temporel et le spectre de bruit sont montrés à la Figure 5.3. Ceux-ci comprennent à la fois le bruit électromagnétique provenant du capteur ainsi que le bruit mécanique provenant de l'excitation extérieure engendré par la vibration de la structure.

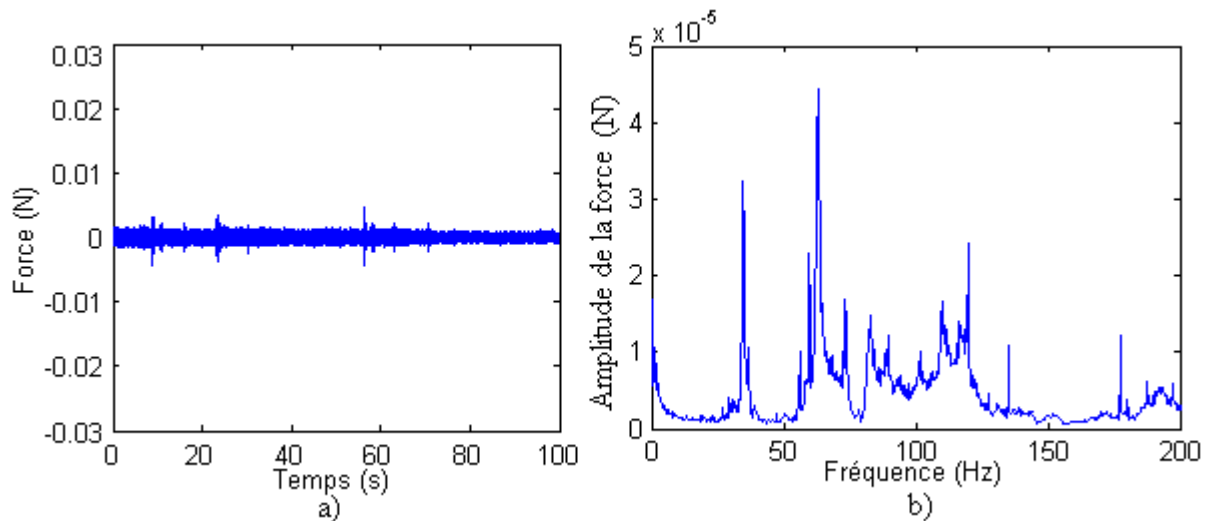


Figure 5.3- Bruit des capteurs de force sur le montage sans contact : a) Signal b) Spectre.

Comparativement au signal hors-montage de la Figure 5.2a), l'amplitude du bruit dans le montage est légèrement supérieure, car une valeur RMS de 0,0004N a été calculée. On remarque d'ailleurs quelques pics de faible amplitude dans le signal temporel qui correspondent à la vibration de la structure. Dans le spectre de la Figure 5.3b), on constate l'apparition de plusieurs pics à certaines fréquences, qui sont particulièrement plus élevés aux fréquences de 34,40Hz et 63,20Hz. L'amplitude de ces pics est toutefois faible puisqu'elle ne dépasse pas  $5 \times 10^{-4}$ N.

De plus, dans le but de vérifier si le niveau de bruit des capteurs de force varie lorsque le tube et la barre AVB sont en contact, une prise de mesure est effectuée avec une pré-charge de 0,373N, correspondant à une flèche de -250 $\mu$ m du tube. Le signal temporel et le spectre du bruit du capteur de force en pré-charge sont tracés à la Figure 5.4.

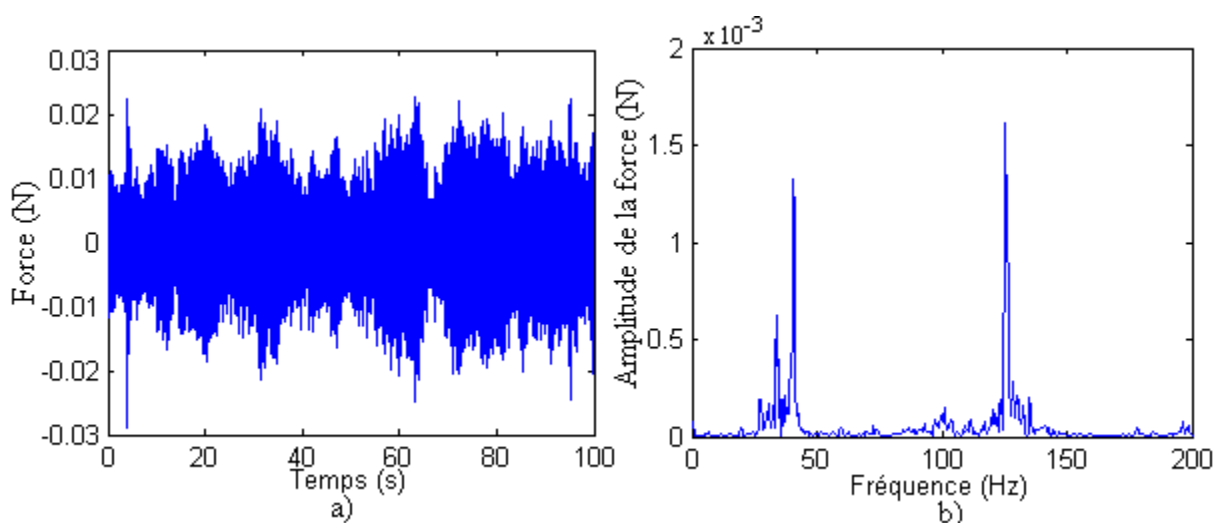


Figure 5.4-Bruit des capteurs de force sur le montage avec une pré-charge : a) Signal b) Spectre.

Le bruit est grandement affecté par la pré-charge entre le tube et l'AVB. D'abord, le signal temporel de la Figure 5.4a) indique un bruit RMS de 0,0056N, soit environ 15 fois supérieur au bruit lorsqu'il n'y a pas de contact entre le tube et l'AVB. Dans le spectre de la Figure 5.4b), où l'échelle est 40 fois plus grande qu'aux Figure 5.2b) et 5.4b), on remarque que le premier pic à 26,50Hz correspond à la deuxième fréquence naturelle du tube. Puisque la forme du deuxième mode, tel que représentée à la Figure 2.4, possède un nœud au milieu du tube, ce mode est plus facile à exciter lors de l'application d'une pré-charge car le tube est restreint en son centre. Les modes pairs supérieurs ne sont par contre pas perceptibles dans les signaux de bruit, car leur contribution est négligeable. Des pics de plus grandes amplitudes, particulièrement aux

fréquences de 34,40Hz, 40,60Hz et 125,40Hz, sont également visibles dans le spectre fréquentiel. Ces fréquences doivent être éliminées des signaux de force puisqu'elles ne correspondent à aucune fréquence naturelle du tube ou de l'AVB et proviennent de la vibration libre de la structure ou de l'immeuble et non de la dynamique entre le tube et l'AVB. Des accéléromètres ont d'ailleurs été temporairement installés sur la poutre en I, fixé à la colonne de béton de l'immeuble, afin de déterminer les fréquences naturelles de la structure. Un test d'impact sur la poutre en I a permis de révéler que celle-ci est particulièrement excitée aux fréquences de 34,40Hz, 40,60Hz et 125,40Hz. L'utilisation de filtres coupe-bande appliqués aux signaux de force permet de réduire l'amplitude du bruit autour de chacune de ces fréquences. Ces filtres sont présentés à la section 5.2.3.

## 5.2.2 Bruit des capteurs de position

De la même manière que pour les capteurs de force, le bruit électromagnétique des capteurs laser de position est analysé en effectuant d'abord une acquisition hors-montage. Encore ici, les capteurs de position sont fixés à une surface du sol de l'immeuble et isolés par un matériau feutré afin d'amortir les vibrations de la structure. Leur laser pointe directement sur cette même surface plane et rigide. La Figure 5.5 montre le signal temporel ainsi que le spectre d'un des deux capteurs de position hors-montage. Notons que l'échelle de l'axe des ordonnées est choisie afin de comparer les amplitudes des Figure 5.5, Figure 5.6 et Figure 5.7.

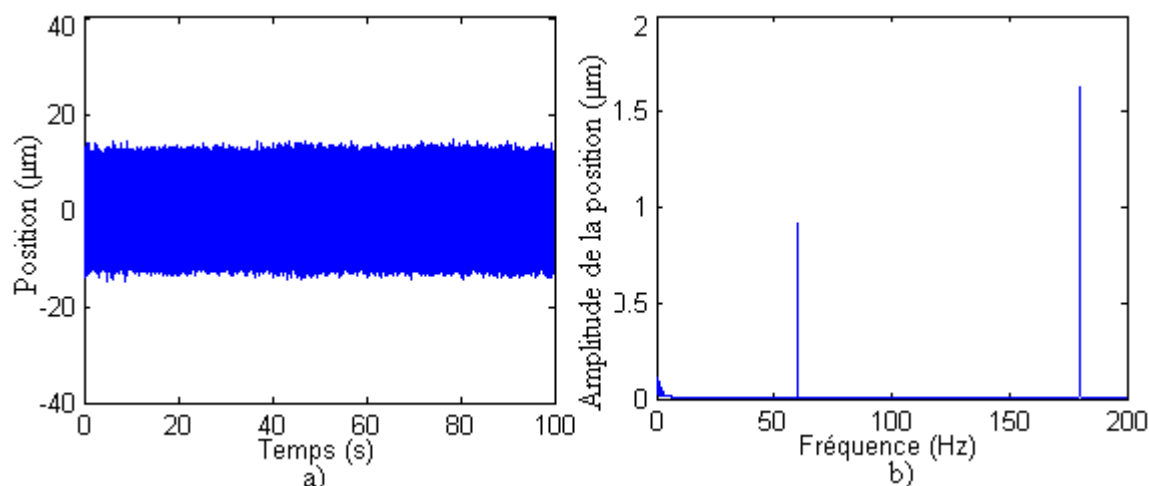


Figure 5.5- Bruit des capteurs de position hors-montage : a) Signal b) Spectre.



Le bruit RMS électromagnétique du capteur de position, mesuré à partir du signal temporel de la Figure 5.5a), est de  $2,86\mu\text{m}$ . De plus, dans le spectre de la Figure 5.5b), on note la présence de bruit à 60Hz et 180Hz qui correspondent respectivement à la fréquence du courant alternatif du dispositif d'alimentation électrique et à la composante fréquentielle de sa troisième harmonique. Pour que le bruit de la mesure de positions du tube soit considéré comme négligeable, il a été décidé que l'amplitude des pics dans les spectres devait être inférieure à  $5\mu\text{m}$ . Cette valeur correspond à environ 10% des plus faibles positions attendues. Le bruit électromagnétique des capteurs laser est donc insignifiant par rapport aux positions mesurées lors des tests.

De plus, le bruit mécanique des capteurs de position est mesuré sur le montage expérimental en laissant d'abord un jeu entre le tube et l'AVB de sorte qu'il n'y ait pas de contact entre eux. Le signal temporel et le spectre du bruit mécanique provenant du montage sans contact sont présentés à la Figure 5.6. Ceux-ci comprennent à la fois le bruit électromagnétique provenant du capteur ainsi que le bruit mécanique engendré par la vibration de la structure.

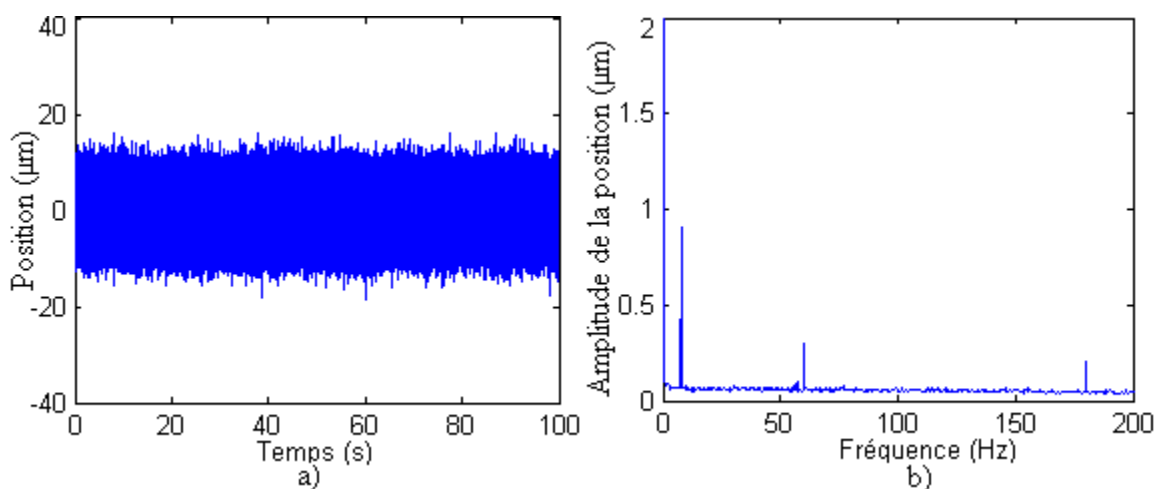


Figure 5.6- Bruit des capteurs de position sur le montage sans contact : a) Signal b) Spectre.

La valeur du bruit RMS de la Figure 5.6a) est de  $3,40\mu\text{m}$ , soit faiblement supérieur au bruit hors-montage. Dans le spectre de la Figure 5.6b) on distingue toujours les fréquences du bruit de secteur à 60Hz et 180Hz, ainsi qu'une composante fréquentielle à 7,25Hz qui coïncide avec la première fréquence naturelle du tube. Cette fréquence ne provient donc pas du bruit mécanique de la structure, mais plutôt de la vibration libre du tube. Les amplitudes du bruit aux fréquences de 60Hz et de 180Hz ont diminué et sont minimales par rapport aux positions mesurées

lors des tests expérimentaux. On remarque également que le bruit de secteur a diminué. Puisque celui-ci varie dans le temps, il se peut que l'amplitude ait diminué car les tests sur le montage et hors-montage ont été effectués à des jours différents.

Finalement, le bruit est mesuré sur le montage expérimental en appliquant une pré-charge correspondant à une flèche du tube de  $-250\mu\text{m}$  tel que vu à la Figure 5.7. Un bruit RMS de  $3,34\mu\text{m}$  est obtenu lorsqu'il y a une pré-charge entre le tube et l'AVB, soit une diminution de  $0,06\mu\text{m}$  par rapport au bruit avec un jeu. Cette diminution de bruit correspond approximativement à la disparition du contenu spectral de la première fréquence naturelle à  $7,25\text{Hz}$ . L'application d'une pré-charge ne semble donc pas augmenter le niveau de bruit des capteurs de position. Comparé au spectre de bruit sans contact de la Figure 5.6b), la première fréquence naturelle du tube de  $7,25\text{Hz}$  n'est plus visible dans le spectre avec pré-charge de la Figure 5.7b). De plus, l'amplitude aux fréquences de  $60\text{Hz}$  et  $180\text{Hz}$  est encore très faible et inférieure à  $5\mu\text{m}$ . Il n'est donc pas nécessaire de filtrer le bruit des signaux temporels de position autour de ces fréquences puisque leur amplitude est négligeable par rapport aux positions qui sont mesurées lors de tests expérimentaux.

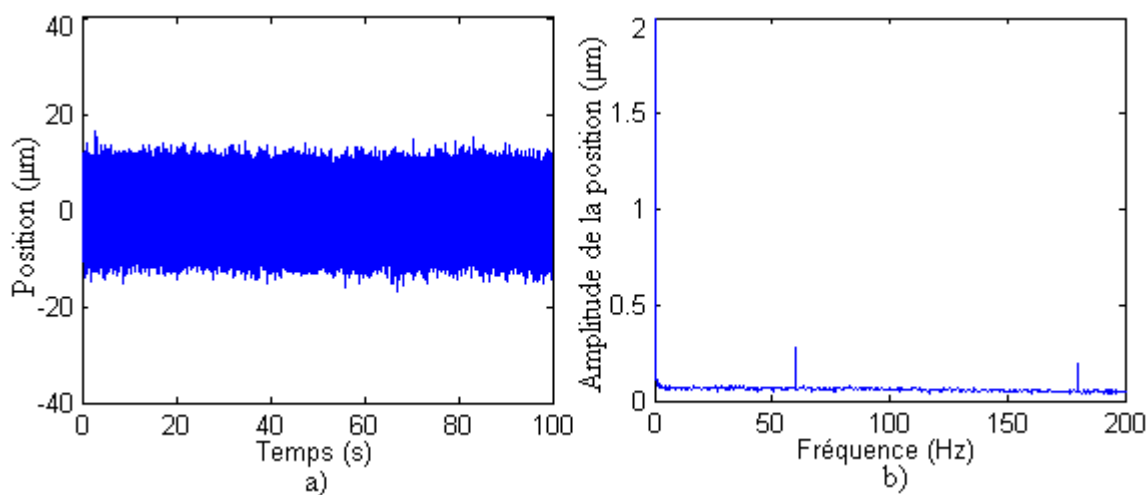


Figure 5.7- Bruit des capteurs de position sur le montage avec pré-charge : a) Signal b) Spectre.

### 5.2.3 Filtrage du bruit

Tel que discuté, le bruit doit être filtré autour de certaines fréquences puisqu'il provient de la vibration mécanique de la structure sur laquelle le banc d'essais est fixé et non de l'interaction entre le tube et la barre AVB. Aux fréquences de  $34,40\text{Hz}$ ,  $40,60\text{Hz}$  et  $125,40\text{Hz}$ , le spectre des

capteurs de force de la Figure 5.4b) a dévoilé de grandes amplitudes qui proviennent du bruit mécanique de la structure. Afin de réduire l'amplitude de la force à ces fréquences, un filtre coupe-bande de Butterworth est appliqué aux signaux (voir Annexe IV).

Pour éviter d'atténuer l'amplitude aux fréquences voisines, la fréquence de coupure du filtre passe-bas est 2Hz sous la fréquence à atténuer tandis que celle du filtre passe-haut est 2Hz au-dessus. Autrement dit, afin d'atténuer l'amplitude à la fréquence de 34,40Hz par exemple, les fréquences de coupure respectives des filtres passe-bas et passe-haut sont posées à 32,40Hz et 36,40Hz. D'une part, pour un filtre de même ordre, si on réduit la bande de coupure à  $\pm 1$ Hz par exemple, l'atténuation est plus faible, mais plus locale, centrée autour des fréquences à atténuer. D'autre part, si on augmente la bande de coupure à  $\pm 3$ Hz, l'atténuation est plus importante, mais il y a par contre la possibilité de réduire l'amplitude des fréquences voisines à celles du bruit. La Figure 5.8 présente les diagrammes de Bode des filtres coupe-bande d'ordre 3 pour chacune des fréquences à atténuer de 34,40Hz, 40,60Hz et 125,40Hz.

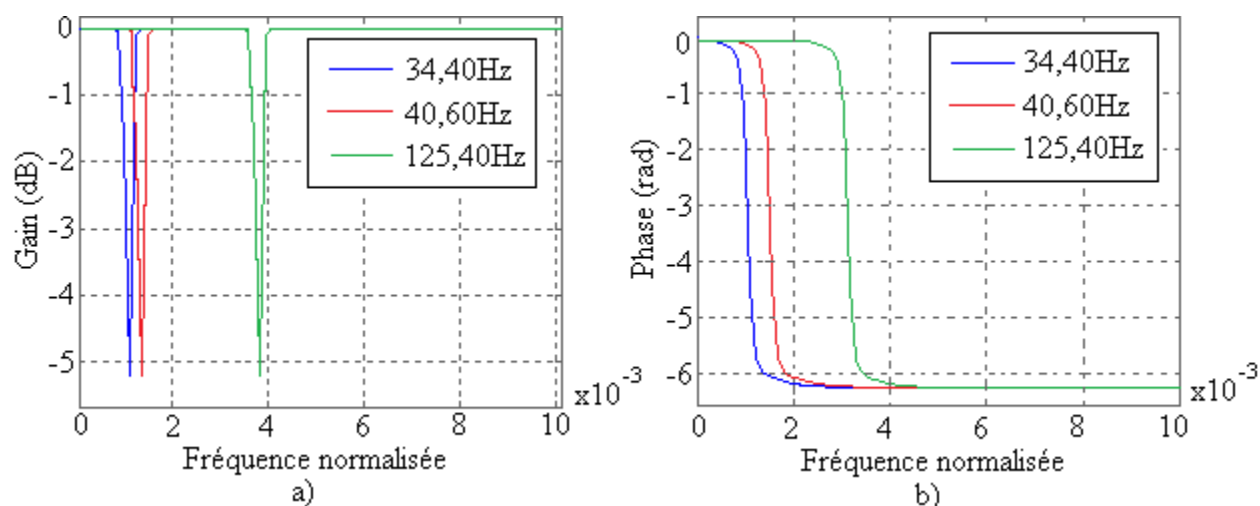


Figure 5.8- Diagrammes de Bode des filtres coupe-bande de Butterworth : a) Gain b) Phase.

Sur le graphique du gain de la Figure 5.8a), on voit que l'atténuation est d'environ 5,25dB, ce qui peut paraître a priori insuffisant. Cependant, tel que vu à la Figure 5.4b), l'amplitude aux pics du bruit à atténuer est faible, de l'ordre de 0,001N. Une réduction de 5,25dB ferait donc diminuer le bruit à environ  $2,99 \times 10^{-4}$ N, ce qui semble satisfaisant en comparaison aux forces qui sont mesurées lors des tests expérimentaux. Encore ici, on remarque que la phase est modifiée de  $2\pi$ . Puisque les signaux ne doivent pas être déphasés lors du calcul de la puissance d'usure, les mêmes filtres sont appliqués autant aux signaux de force qu'aux signaux de position.

Comme les signaux de bruit des capteurs laser ne présentent aucun contenu spectral à 34,40Hz, 40,60Hz et 125,40Hz, et que les fréquences naturelles du tube sont assez éloignées de ces trois fréquences, alors l'application des filtres coupe-bande n'aura pas d'influence sur l'amplitude des signaux de position.

Afin de vérifier l'atténuation du bruit après l'application de ces filtres, le signal temporel et le spectre du bruit filtré, lorsque les capteurs de force sont installés sur le montage avec une pré-charge, sont tracés à la Figure 5.9. Comparé au niveau de bruit RMS sans filtrage de 0,0056N tel que vu à la Figure 5.4a), le bruit RMS filtré est maintenant de 0,0017N, soit une atténuation d'environ 70% qui correspond à une atténuation de 5,25dB. De plus, en comparant les spectres de bruit non-filtré et filtré des Figure 5.4b) et Figure 5.9b), on remarque l'importante atténuation autour des fréquences de 34,40Hz, 40,60Hz et 125,40Hz. L'atténuation du bruit mécanique provenant de la vibration de la structure est donc satisfaisante puisqu'il est inférieur à  $5 \times 10^{-4}$ N pour toutes les fréquences.

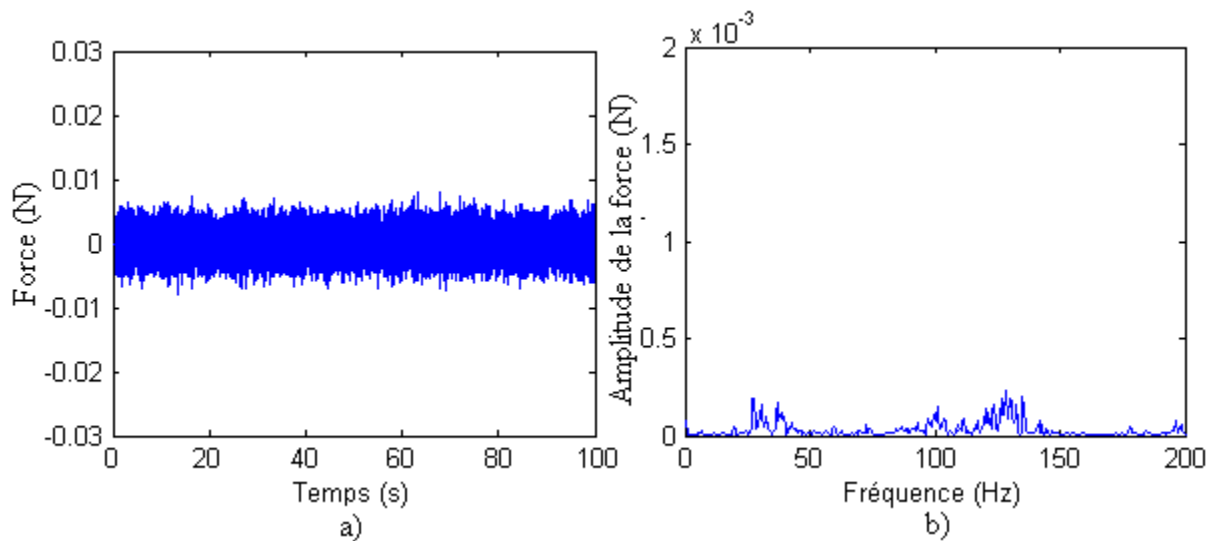


Figure 5.9- Bruit filtré des capteurs de force sur le montage avec une pré-charge entre le tube et l'AVB : a) Signal temporel b) Spectre fréquentiel.

#### 5.2.4 Seuils de bruit

Le bruit des capteurs, même une fois les signaux filtrés, peut engendrer des erreurs significatives lors du calcul de la puissance d'usure. Supposons par exemple qu'il n'y ait aucune force de contact entre le tube et l'AVB mais que le déplacement du tube soit très élevé. En

multipliant le bruit du signal de la force de contact avec le signal de déplacement, la puissance d'usure calculée sera élevée même si le tube ne touche pas à l'AVB. Similairement, s'il y a une forte pré-charge et aucun déplacement du tube, la puissance d'usure calculée sera élevée en raison du bruit. Afin de pallier à ce problème, des seuils supérieur et inférieur sont fixés sur les valeurs de force et de position à partir d'une mesure de bruit.

Les seuils supérieur et inférieur du bruit sont déterminés à partir du signal temporel du bruit filtré des capteurs tel que vu à la Figure 5.10. Lors d'un test expérimental, si la mesure de force et de position se situe entre les seuils, alors la valeur est posée comme étant nulle. En d'autres termes, les mesures de force et de position doivent toujours être supérieures aux seuils de bruit afin de les comptabiliser dans le calcul de la puissance d'usure. De cette manière, s'il n'y a pas de contact entre le tube et l'AVB, la force utilisée dans le calcul de la puissance d'usure sera nulle plutôt que de comporter du bruit. Similairement, si deux lectures consécutives de position sont plus faibles que le seuil de bruit, alors il n'y a pas de déplacement et la puissance d'usure est nulle.

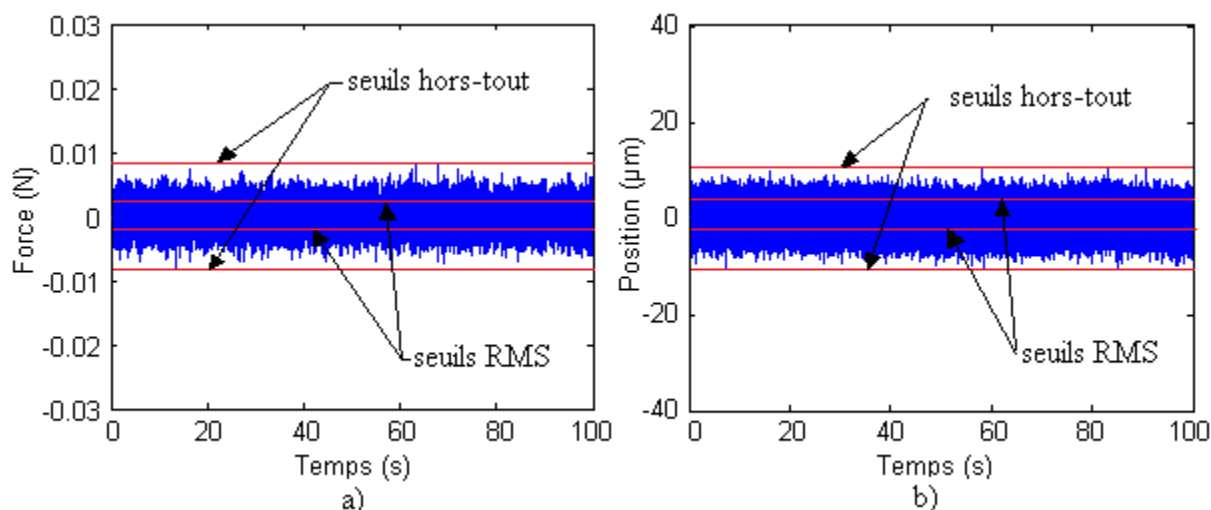


Figure 5.10- Seuils hors-tout et RMS des signaux temporels de bruit filtré : a) Force b) Position.

Deux possibilités s'imposent, soit les valeurs hors-tout maximale et minimale du signal du bruit filtré sont utilisées comme seuils, soit les seuils sont posés à partir de la valeur RMS. Le Tableau 5.1 résume les valeurs de seuils des deux méthodes envisagées.

Tableau 5.1- Seuils hors-tout et RMS des signaux de bruit de force et de position.

Seuil de bruit	Force	Position
	N	µm
Maximal	0,008	10,30
Minimal	-0,007	-10,81
RMS supérieur	0,002	1,99
RMS inférieur	-0,002	-1,99

D'une part, si la valeur RMS du bruit est utilisée comme seuil, même si le tube ne se déplace pas ou s'il n'y a aucune force de contact entre le tube et l'AVB, une petite quantité de bruit reste présente dans les signaux. Cette infime quantité, de l'ordre de 0,006N pour la force et de 8,5µm pour la position, peut paraître insignifiante a priori et ne pas générer d'erreur significative lors du calcul de la puissance d'usure. Cependant, les effets sur la puissance d'usure ne sont pas négligeables, surtout lorsqu'il y a une force statique constante entre le tube et l'AVB causée par la pré-charge. D'autre part, si les seuils hors-tout sont plutôt utilisées pour éliminer le bruit, il se peut qu'une partie du signal réel soit éliminé même si cela ne correspond pas à du bruit. Une comparaison de la puissance d'usure calculée d'abord en posant les seuils de bruit hors-tout, et ensuite en fixant les seuils RMS tel que vu à la Figure 5.10, est effectué lors de l'analyse de la puissance d'usure au chapitre 7. Notons que les seuils de bruit sont appliqués aux signaux autant pour l'analyse vibratoire que pour le calcul de la puissance d'usure.

### 5.3 Calcul de la puissance d'usure

La puissance d'usure normale est définie comme étant l'intégrale du produit de la force de contact normale et de la distance de glissement, par unité de temps. L'équation 1.30 de la puissance d'usure normale a d'ailleurs été formulée lors de la revue de la littérature :

$$\dot{W}_N = \frac{1}{T} \int_0^T F_N(t) ds \quad (5.1)$$

Puisque la prise de mesure réduit le signal analogique à une série de points discrets, l'intégrale dans l'équation de la puissance d'usure doit être modifiée en une sommation. De plus, comme les capteurs laser mesurent la position au centre du tube, les signaux temporels de position doivent être transformés en déplacement. Trois approches différentes sont prévues afin de calculer la puissance d'usure normale entre le tube et l'AVB. Il est à noter que dans tous les

cas, le signal de force de contact entre le tube et l'AVB est l'addition des signaux temporels des deux capteurs de force et de la force de pré-charge correspondant à la flèche du tube lorsqu'il y en a une.

### 5.3.1 Approche 1

Pour un signal de position  $y(t) = \{y_1, y_2, y_3, \dots, y_n\}$ , où  $n$  est le nombre de points d'acquisition contenus dans le signal, toujours pair puisque la fréquence d'échantillonnage est un nombre pair, le déplacement peut être obtenu de la manière suivante :

$$ds(t) = \{ds_1, ds_2, ds_3, \dots, ds_{n-1}\} = \{y_2 - y_1, y_3 - y_2, y_4 - y_3, \dots, y_n - y_{n-1}\} \quad (5.2)$$

En multipliant le signal de force  $F(t) = \{f_1, f_2, f_3, \dots, f_n\}$  par le signal de déplacement, la puissance d'usure peut alors être calculée comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{W}_N &= \frac{1}{T} (f_1 ds_1 + f_2 ds_2 + f_3 ds_3 + \dots + f_{n-1} ds_{n-1}) \\ &= \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{n-1} f_i ds_i \\ &= \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{n-1} f_i (y_{i+1} - y_i) \end{aligned} \quad (5.3)$$

On remarque que le dernier point de la force est négligé lors du calcul de la puissance d'usure car la sommation se termine à  $n - 1$ . Cela est dû au fait que le déplacement «instantané» calculé par l'équation 5.10 n'est pas directement en phase avec le signal de force. Une erreur est donc systématiquement introduite à chaque répétition où la force est multipliée avec le déplacement. Afin d'évaluer l'ordre de grandeur de cette erreur et de vérifier la robustesse du calcul, deux autres approches sont proposées.

### 5.3.2 Approche 2

La deuxième approche consiste à calculer la force entre deux points d'acquisition par interpolation linéaire. Le signal de la force interpolé devient donc :

$$\bar{F}(t) = \{\bar{f}_1, \bar{f}_2, \bar{f}_3, \dots, \bar{f}_{n-1}\} = \left\{ \frac{f_1 + f_2}{2}, \frac{f_2 + f_3}{2}, \frac{f_3 + f_4}{2}, \dots, \frac{f_{n-1} + f_n}{2} \right\} \quad (5.4)$$

La puissance d'usure est alors calculée comme suit :

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_N &= \frac{1}{T} (\bar{f}_1 \bar{ds}_1 + \bar{f}_2 \bar{ds}_2 + \bar{f}_3 \bar{ds}_3 + \dots + \bar{f}_{n-1} \bar{ds}_{n-1}) \\
 &= \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{n-1} \bar{f}_i \bar{ds}_i \\
 &= \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{n-1} \left( \frac{\bar{f}_i + \bar{f}_{i+1}}{2} \right) (\bar{y}_{i+1} - \bar{y}_i)
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

Tous les points des signaux de force et de position sont donc utilisés dans le calcul de la puissance d'usure.

### 5.3.3 Approche 3

La dernière approche consiste à calculer le déplacement à partir d'un point d'acquisition sur deux. Si le nombre de points total du signal est pair, on a alors :

$$\bar{ds}(t) = \{\bar{ds}_1, \bar{ds}_2, \bar{ds}_3, \dots, \bar{ds}_{n-2}\} = \{y_3 - y_1, y_4 - y_2, y_5 - y_3, \dots, y_n - y_{n-2}\} \tag{5.6}$$

Ensuite, la puissance d'usure est calculée en multipliant chaque point du déplacement par le point de la force correspondant à la position centrale tel que:

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_N &= \frac{1}{2T} (\bar{f}_2 \bar{ds}_1 + \bar{f}_3 \bar{ds}_2 + \bar{f}_4 \bar{ds}_3 + \dots + \bar{f}_{n-1} \bar{ds}_{n-2}) \\
 &= \frac{1}{2T} \sum_{i=1}^{n-2} \bar{f}_{i+1} \bar{ds}_i \\
 &= \frac{1}{2T} \sum_{i=1}^{n-2} \bar{f}_{i+1} (\bar{y}_{i+2} - \bar{y}_i)
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Par cette méthode, puisque le déplacement est calculé à partir de points de position distants de deux pas  $\{y_3 - y_1, y_4 - y_2, y_5 - y_3, \dots, y_n - y_{n-2}\}$ , la puissance d'usure doit être divisée par deux car le déplacement total calculé est doublé. Les trois approches sont étudiées en détail lors de l'analyse de la puissance d'usure du chapitre 7 où la puissance d'usure est calculée selon chacune des méthodes.



## 5.4 Spectres fréquentiels

Le spectre fréquentiel d'un signal temporel est la représentation de ce signal dans le domaine des fréquences. Celui-ci est généré par le calcul de la transformée de Fourier du signal temporel où l'amplitude et la phase sont représentées en fonction de la fréquence. La transformée de Fourier est en quelque sorte analogue à la décomposition d'un signal temporel sous la forme d'une série de fonctions périodiques. Par exemple, pour une fonction  $x(t)$ , intégrable dans le domaine des réels, la transformée de Fourier  $X(f)$  est donnée par l'expression suivante [48-49] :

$$F[x(t)] = X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-2\pi f t} dt \quad (5.8)$$

Toutefois, puisque l'échantillonnage engendre la synthèse de l'information en une suite de points numérisés, l'équation de la transformée de Fourier peut se réécrire sous forme discrète de la manière suivante [47] :

$$F[x(t)] = X(f) = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} x_i(t) e^{-\frac{2\pi f i t}{n}} \quad (5.9)$$

Un obstacle lié à la discrétisation, décrit à la section 5.2.1, est l'apparition de fréquences de repliement. Ce problème a néanmoins déjà été résolu par l'application d'un filtre anti-repliement aux signaux temporels de force et de position. De plus, d'autres inconvénients liés cette fois à la forme des signaux temporels, tels que la discontinuité et la non-périodicité, peuvent également survenir. Leur résolution est cependant possible grâce à diverses manipulations comme le moyennage des spectres, le fenêtrage ainsi que le chevauchement (*overlapping*) des signaux temporels.

### 5.4.1 Moyennage

L'analyse spectrale est effectuée en découpant le signal temporel en  $N$  blocs de longueur  $T$  contenant tous le même nombre de points d'acquisition. La transformée de Fourier est ensuite calculée à partir des points du signal contenu à l'intérieur de cette fenêtre de manière à obtenir plusieurs spectres «instantanés». Le spectre moyen est finalement obtenu en évaluant la moyenne linéaire de tous les spectres avec une pondération identique sur chacun. Pour un signal temporel  $x(t)$  la Figure 5.11 présente la façon dont le spectre moyen  $X(f)$  est calculé.

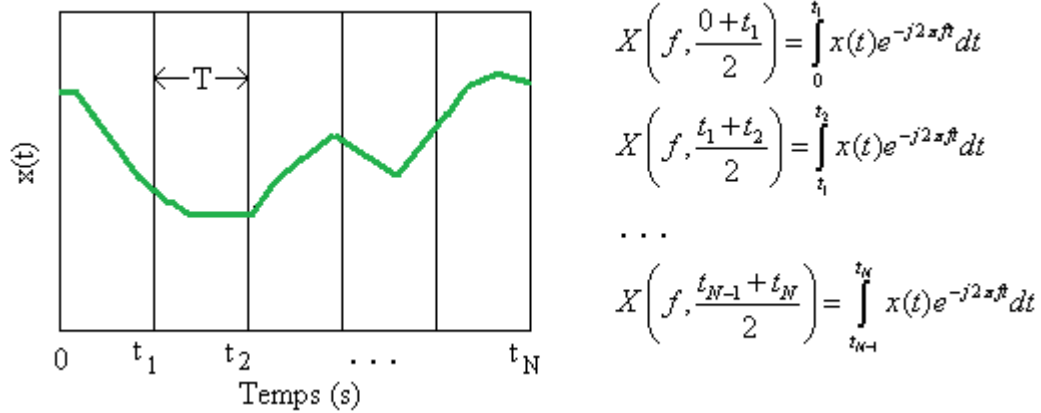


Figure 5.11- Moyennage des spectres instantanés.

L'équation du spectre moyen est donc :

$$X(f) = \frac{X\left(f, \frac{0+t_1}{2}\right) + X\left(f, \frac{t_1+t_2}{2}\right) + \dots + X\left(f, \frac{t_{N-1}+t_N}{2}\right)}{N} \quad (5.10)$$

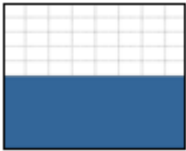
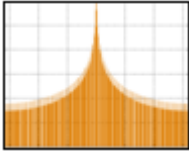
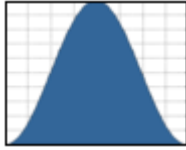
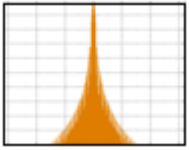
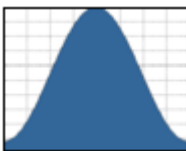
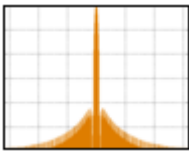
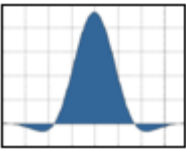
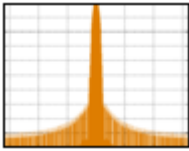
D'une part, plus la fenêtre temporelle d'un bloc est grande, meilleure est la résolution fréquentielle des spectres instantanés. Cependant, le moyennage est fait sur un plus petit échantillon de spectres. D'autre part, si une fenêtre courte est plutôt utilisée, la résolution fréquentielle est moins bonne, mais le moyennage est augmenté et la résolution en amplitude est donc supérieure. Les spectres ont été calculés en découpant successivement les signaux en 10, 25, 50 et 100 fenêtres. Afin d'obtenir le meilleur compromis entre la résolution en fréquence, la résolution en amplitude et le temps de calcul, un moyennage sur 25 blocs a été jugé acceptable pour l'analyse spectrale des signaux de force de contact et de position du tube. Puisque les signaux contiennent  $3,2768 \times 10^6$  points sur 100 secondes d'échantillonnage, chaque bloc contient alors 131 072 points sur une période de 4 secondes. La résolution fréquentielle du spectre est donc de 0,25Hz.

## 5.4.2 Fenêtrage

Un inconvénient de la numérisation des signaux est que le signal mesuré est un signal physique, réel, aléatoire et par conséquent non-périodique. Or, selon la formulation de la transformée de Fourier, dans le cas d'une fonction non-périodique, le temps de calcul doit être infiniment long. Le fait de limiter la durée d'un essai et de découper le signal en 25 blocs a

comme conséquence d'estimer le signal comme étant périodique, de période égale à la durée de l'échantillon. Cette périodicité artificielle engendre des discontinuités dans le signal temporel estimé. Puisque la transformée de Fourier est équivalente au calcul de l'énergie dans chaque bande de fréquences, alors le résultat est complètement faussé par ces discontinuités. Pour éviter de telles erreurs, le fenêtrage des signaux temporels est nécessaire. Le fenêtrage sert à observer le signal temporel sur une période finie tout en réduisant les discontinuités. Chaque bloc du signal temporel est donc multiplié par une fonction temporelle de même période que la durée de l'échantillon et qui débute et se termine près de zéro. Les types de fenêtres les plus utilisées sont la fenêtre rectangulaire, Hanning, Hamming, et à sommet plat (*flat top*). Le Tableau 5.2 résume les caractéristiques de chacune des fenêtres.

Tableau 5.2- Caractéristiques de certains types de fenêtres [51].

Type de fenêtre	Fonction	Spectre	Erreur (dB)	Caractéristiques
Rectangulaire			3,9	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La fenêtre la plus simple.</li> <li>• Utilisée pour des signaux de très courte durée (impact par exemple).</li> <li>• Le signal n'est pas déformé.</li> </ul>
Hanning			1,4	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La fenêtre la plus utilisée.</li> <li>• Utilisée pour l'analyse des signaux stationnaires ou pseudo-stationnaires (bruit de machinerie par exemple).</li> <li>• Meilleure compromis entre la résolution fréquentielle et la résolution en amplitude.</li> </ul>
Hamming			1,8	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Variante de la fenêtre Hanning mais avec une meilleure résolution fréquentielle.</li> <li>• Mauvaise résolution en amplitude.</li> <li>• Utilisée pour la recherche de fréquences exactes.</li> </ul>
Flat top			0,01	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Excellente résolution en amplitude</li> <li>• Très mauvaise résolution fréquentielle</li> <li>• Utilisé pour l'étalonnage</li> </ul>

L'erreur correspond aux pertes maximales d'énergie qui peuvent être encourues par l'utilisation d'une telle fenêtre. Il est important de bien choisir la fenêtre en fonction de l'usage

qu'on veut en faire. Puisqu'on note la présence d'impacts dans les signaux de force lorsqu'il y a un jeu entre le tube et l'AVB, l'utilisation d'une fenêtre rectangulaire pourrait a priori sembler intéressante. Cependant, si une des fenêtres vient à entrecouper un impact, la discontinuité engendrée pourrait occasionner des erreurs importantes dans le spectre fréquentiel. De plus, ce type de fenêtre ne devrait pas être utilisé dans les cas où il y a une pré-charge entre le tube et l'AVB, car les signaux temporels de force et de position sont plutôt stationnaires. Dans ces circonstances, une fenêtre qui atténue les extrémités des échantillons est préférablement utilisée. Finalement, comme le meilleur compromis entre la résolution en fréquence et en amplitude est obtenu par l'utilisation d'une fenêtre Hanning, ce type de fenêtre sera privilégié pour le calcul des transformées de Fourier de tous les signaux temporels.

### 5.4.3 Chevauchement

Puisque le fenêtrage engendre une modification du signal temporel, notamment au début et en fin de fenêtre, il y a des zones dont la pondération est moindre, tel que vu à la Figure 5.12.

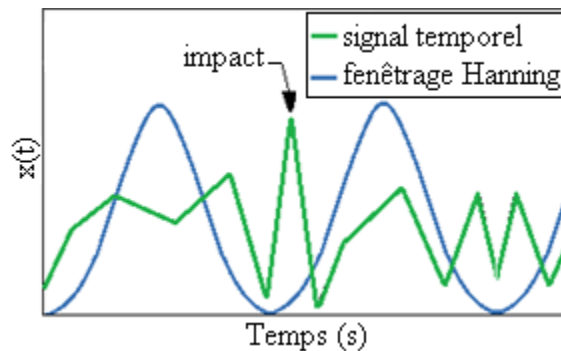


Figure 5.12- Fenêtrage temporel sans chevauchement.

Si un phénomène important se produit à l'intérieur de l'une de ces zones, comme un impact par exemple, celui-ci est alors mal interprété lors du calcul de la transformée de Fourier. Afin d'éviter cela, les blocs temporels se chevauchent de façon à ce que tout le signal soit compté avec la même pondération. La Figure 5.13 montre le chevauchement des fenêtres temporelles. Dans le but de s'assurer un poids équivalent sur tout le signal temporel, un chevauchement d'au minimum 66% est essentiel lors de l'utilisation d'une fenêtre Hanning [48-49].

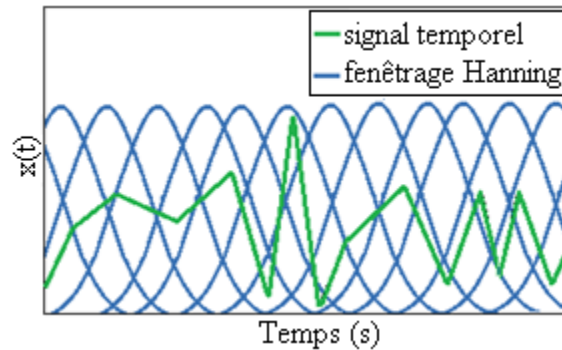


Figure 5.13- Fenêtrage temporel avec chevauchement.

Pour avoir une décomposition du signal temporel en bloc de même longueur, un chevauchement de 75% sera utilisé lors du calcul des spectres fréquentiels de la force de contact entre le tube et l'AVB et de la position au centre du tube. Ainsi, le moyennage des spectres instantanés est calculé à partir de 100 échantillons, contenant chacun 131 072 points sur une période de 4 secondes. La résolution fréquentielle des spectres est donc toujours de 0,25Hz.

## 5.5 Résumé du traitement de signal

En somme, pour un traitement de signal adéquat, il a d'abord été décidé d'appliquer à tous les signaux temporels un filtre passe-bas de Butterworth d'ordre 8, dont la fréquence de coupure est de 14 746Hz, afin d'éliminer l'effet du repliement spectral. Dans le but de réduire le bruit mécanique provenant d'une excitation extérieure due à la vibration de la structure lors d'une pré-charge entre le tube et l'AVB, des filtres coupe-bande de  $\pm 2$ Hz autour des fréquences de 34,40Hz, 40,60Hz et 125,40Hz sont appliqués aux signaux de force. Pour que les signaux de force et de déplacement soit en phase lors du calcul de la puissance d'usure, il est donc nécessaire d'appliquer ces filtres à tous les signaux temporels de force et de position. D'une part, pour le calcul de la puissance d'usure, des seuils de bruit sont posés selon les valeurs maximale, minimale ou RMS des signaux de bruit de tous les capteurs. À chaque jeu et pré-charge, une acquisition sans force d'excitation est donc effectuée afin de fixer les seuils de bruit. Finalement, lors de l'analyse de la réponse vibratoire, les spectres sont obtenus en découpant les signaux temporels traités par blocs de 4 secondes contenant chacun 131 072 points d'acquisition. Un fenêtrage de type Hanning est appliqué à chaque bloc du signal temporel et les fenêtres sont chevauchées de 75%. Puisque le moyennage des spectres est calculé à partir de 100 échantillons de 4 secondes chacun, la résolution en fréquence est donc de 0,25Hz.

## **CHAPITRE 6      RÉSULTATS : ANALYSE DE LA RÉPONSE VIBRATOIRE**

L'analyse vibratoire a pour but d'étudier la réponse du système quant au déplacement du tube et à la force de contact résultant de son interaction avec la barre AVB. Au chapitre 4 portant sur la procédure expérimentale, les paramètres d'opération des tests, tel que l'amplitude et la fréquence d'excitation ainsi que le jeu ou la pré-charge entre le tube et l'AVB, ont été établis. Pour chacune de ces conditions, des essais expérimentaux ont été réalisés et les réponses des capteurs de position et des capteurs de force ont été obtenues. Après avoir traité les signaux tel que décrit au chapitre 5, la réponse du système peut maintenant être étudiée.

Puisqu'un nombre important d'essais a été réalisés, l'analyse vibratoire est concentrée sur un échantillon ciblé de résultats, qui vise à présenter tous les comportements distinctifs du montage expérimental. Seuls les résultats obtenus pour des forces d'excitation aléatoires d'amplitude élevée autour des deux premiers modes du tube sont analysés ci-dessous, soit une force de 0,531N dans une bande de 10Hz autour de 7,25Hz et une force de 0,122N autour de 26,50Hz. Les deux autres niveaux de forces d'excitation produisent des comportements similaires. De plus, sur les 80 configurations mesurées, l'analyse est réalisée exclusivement pour des jeux de 0 $\mu$ m, 500 $\mu$ m, 2000 $\mu$ m et 4000 $\mu$ m et pour des pré-charges qui correspondent à des flèches du tube de -50 $\mu$ m, -150 $\mu$ m, -250 $\mu$ m et -500 $\mu$ m. Les résultats ci-après correspondent à un essai représentatif de la moyenne des cinq essais pour chaque configuration de test.

### **6.1 Déplacement du tube**

La trajectoire du tube est d'abord observée à l'aide des figures de Lissajous. Dans ces figures, la position selon la direction Y, soit dans la même direction que l'excitation et parallèlement à la barre AVB, est tracée en fonction de la position selon la direction Z, soit dans la direction normale à l'excitation. Le déplacement du tube est également analysé en inspectant les signaux temporels et les spectres fréquentiels de la position du tube selon la direction Y. Puisque le déplacement du tube selon la direction Z n'intervient pas dans le calcul de la puissance d'usure, les signaux et les spectres selon Z ne sont pas présentés dans l'analyse vibratoire. De plus, leur forme est très similaire à celle du déplacement selon l'axe Y, mais les amplitudes sont plus faibles. Pour se référer aux axes, voir la Figure 3.1 du montage expérimental.

### 6.1.1 Excitation autour du mode 1

Pour une excitation aléatoire autour du premier mode, la déformée modale vue à la Figure 2.4, montre qu'il y a un ventre à la demi-longueur du tube, au même endroit où la position est mesurée. Les déplacements sont donc maximums à cet emplacement sur le tube. La Figure 6.1 présente la trajectoire du tube dans le plan Y-Z pour quatre jeux différents entre le tube et l'AVB. La courbe représente la trajectoire du tube tandis que le trait vertical indique la localisation de la barre AVB. Les figures de Lissajous sont tracées de manière à pouvoir visualiser le contact entre le tube et l'AVB, c'est-à-dire que la trajectoire du tube est ramenée à la trajectoire du point circonférentiel le plus près de l'AVB en soustrayant le diamètre du tube aux signaux de position selon Z.

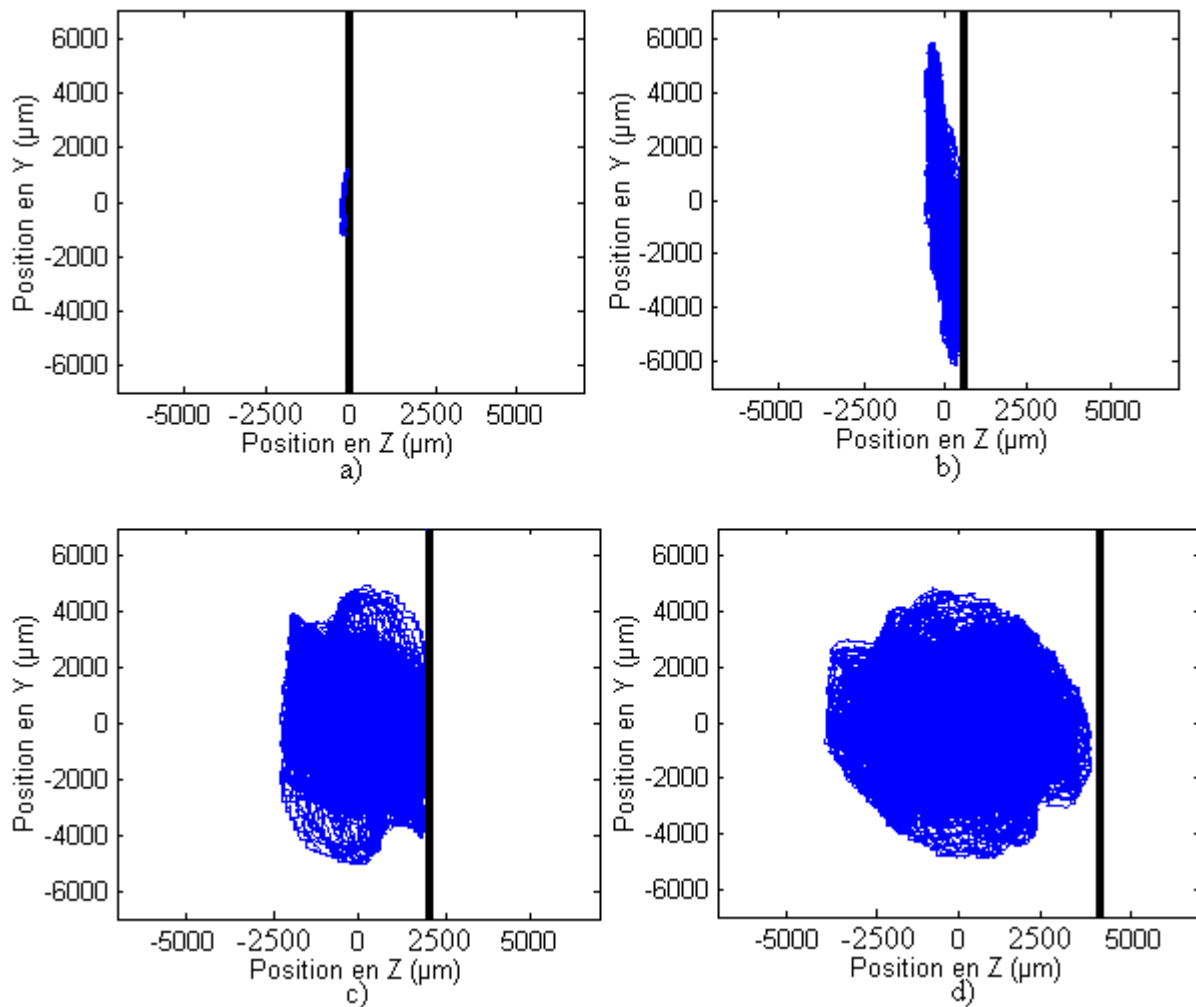


Figure 6.1- Trajectoire du tube selon Y et Z pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a) 0  $\mu\text{m}$  b) 500  $\mu\text{m}$  c) 2000  $\mu\text{m}$  d) 4000  $\mu\text{m}$ .

Pour des jeux de  $0\mu\text{m}$  et de  $500\mu\text{m}$ , on remarque que le déplacement est principalement parallèle à la barre AVB dans la direction Y. En effet, puisque la barre AVB est près de la paroi du tube, celle-ci guide le mouvement du tube selon Y et empêche en bonne partie son tournoiement. Cependant, à  $500\mu\text{m}$ , on note une légère oblicité dans le mouvement du tube. Il est possible que ce phénomène provienne du manque de parallélisme entre le tube et l'AVB. Si la paroi du tube n'est pas parfaitement tangente à l'AVB, celle-ci aura tendance à diriger le tube selon son angle d'inclinaison. Puisque le mouvement est dirigée selon la direction Y, le glissement du tube sur l'AVB est donc significatif. On observe également que l'amplitude de vibration du tube augmente avec le jeu et que le contact entre le tube et l'AVB est constitué de glissement combiné avec des impacts. Lorsque le jeu est augmenté au-delà de  $500\mu\text{m}$ , on observe à la Figure 6.1c) un mouvement de tournoiement plus important, ainsi qu'une augmentation de l'amplitude du déplacement dans la direction Z et une diminution dans la direction Y. On note toutefois qu'il y a toujours du glissement et des impacts entre le tube et l'AVB même avec un jeu de  $2000\mu\text{m}$ . À la Figure 6.2, un agrandissement de la trajectoire du tube près de l'AVB est montré pour le cas où le jeu est de  $2000\mu\text{m}$ .

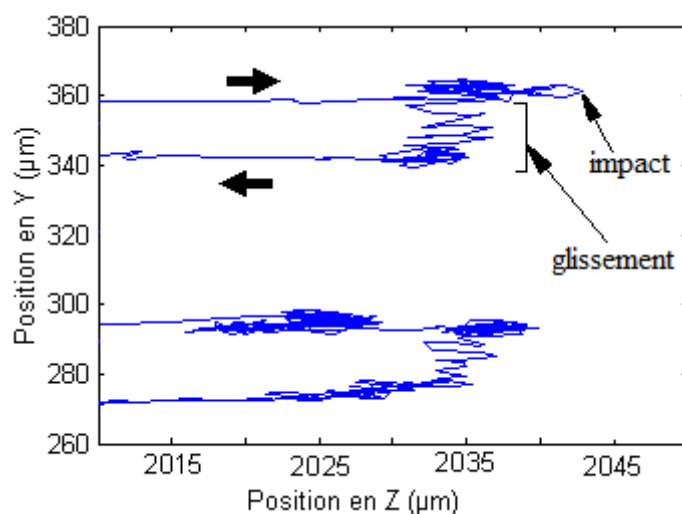


Figure 6.2- Agrandissement de la trajectoire du tube près de l'AVB pour un jeu de  $2000\mu\text{m}$ .

Sur cette figure, on observe bien le déplacement horizontal du tube, suivi d'un impact, d'une période de glissement/impacts combinés et d'un déplacement horizontal dans la direction opposée. Notons que le contact entre le tube et l'AVB n'a pas lieu exactement à  $2000\mu\text{m}$ . Ce décalage d'environ  $40\mu\text{m}$  est probablement causé lors de la mise à zéro de la position initiale du tube par rapport à l'AVB. De plus, il ne faut pas oublier que les capteurs laser ont une résolution



de  $8\mu\text{m}$  et que la précision d'une lecture est de  $\pm 0.1\%$ . Finalement, à la Figure 6.1d), pour un jeu de  $4000\mu\text{m}$ , la barre AVB est assez éloignée du tube pour qu'il n'y ait plus aucun contact. Le tube effectue alors une trajectoire tournoyante centrée autour de sa position initiale.

À la Figure 6.3, les signaux temporels de la position du tube selon Y, parallèle à l'AVB et à l'excitation, sont présentés pour ces mêmes tests expérimentaux.

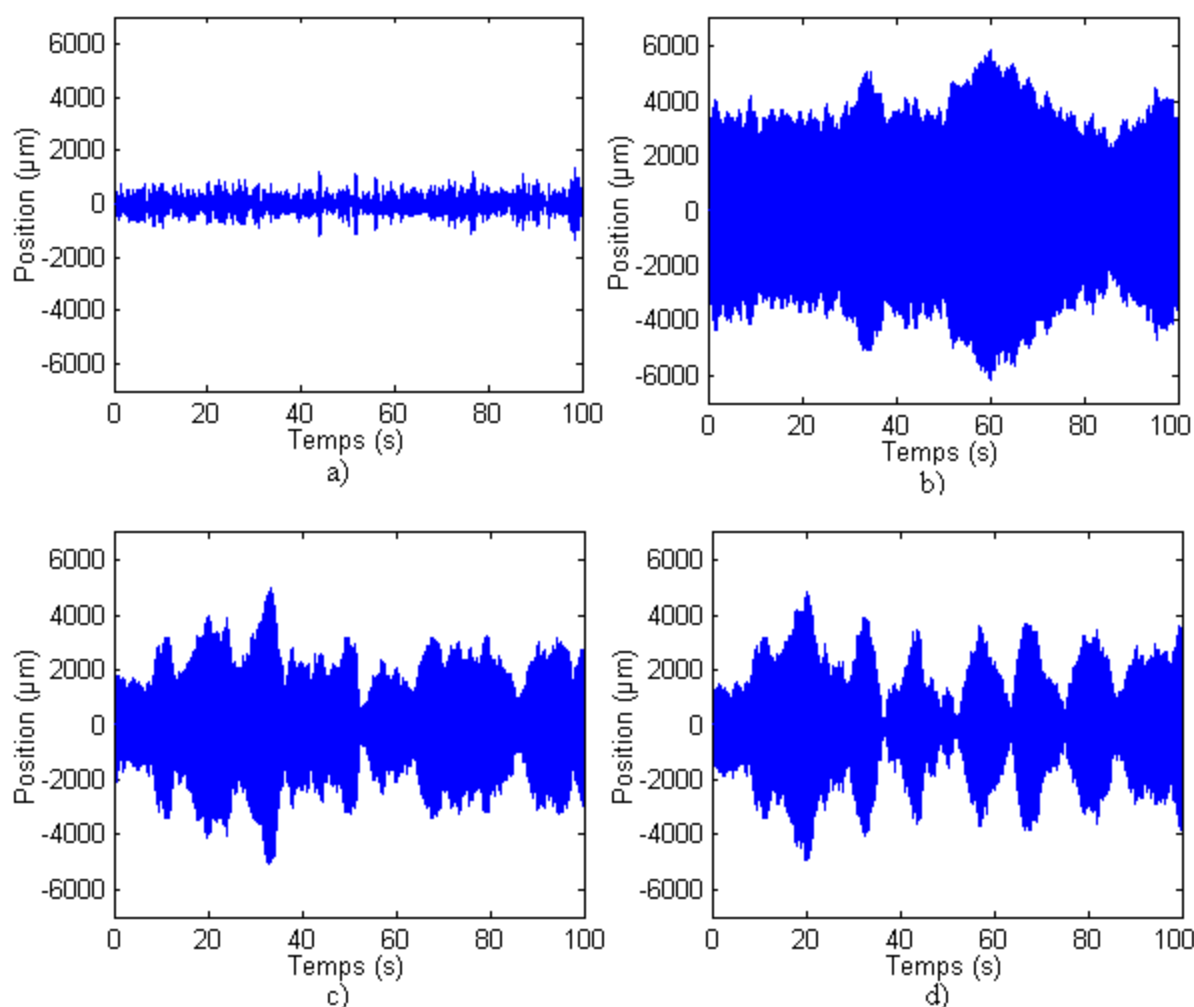


Figure 6.3- Signaux temporels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a)  $0\mu\text{m}$  b)  $500\mu\text{m}$  c)  $2000\mu\text{m}$  d)  $4000\mu\text{m}$ .

Pour un jeu nul de  $0\mu\text{m}$ , l'amplitude de vibration est faible et le signal semble assez constant tout au long de l'essai, de sorte qu'on ne peut percevoir de modulation d'amplitude. Lorsque le jeu est de  $500\mu\text{m}$ , l'amplitude du déplacement selon Y augmente et on note une variation significative du déplacement autour des temps 35 et 60 secondes. Cependant, en comparaison avec les signaux à  $2000\mu\text{m}$  et  $4000\mu\text{m}$ , le mouvement à  $500\mu\text{m}$  est encore

relativement constant dans le temps. À  $2000\mu\text{m}$  et  $4000\mu\text{m}$  on remarque en effet que l'amplitude de vibration est modulée et non-stationnaire, car elle augmente et diminue à toutes les 10 secondes en moyenne, soit avec une fréquence de modulation de  $0,1\text{Hz}$ .

À partir de ces signaux temporels, les spectres fréquentiels ont été calculés et tracés à la Figure 6.4. Sur chacun des spectres, on constate que le contenu fréquentiel est majoritairement concentré à la première fréquence naturelle du tube de  $7,25\text{Hz}$  puisque l'excitation est appliquée autour du premier mode de vibration. La modulation d'amplitude de  $0,1\text{Hz}$  devrait être identifiable sur les spectres par la présence de deux pics situés de part et d'autre du  $7,25\text{Hz}$ , soit à  $7,15\text{Hz}$  et  $7,35\text{Hz}$ . Cependant, puisque la résolution fréquentielle des spectres est de  $0,25\text{Hz}$ , il n'est pas possible de discerner cette modulation d'amplitude.

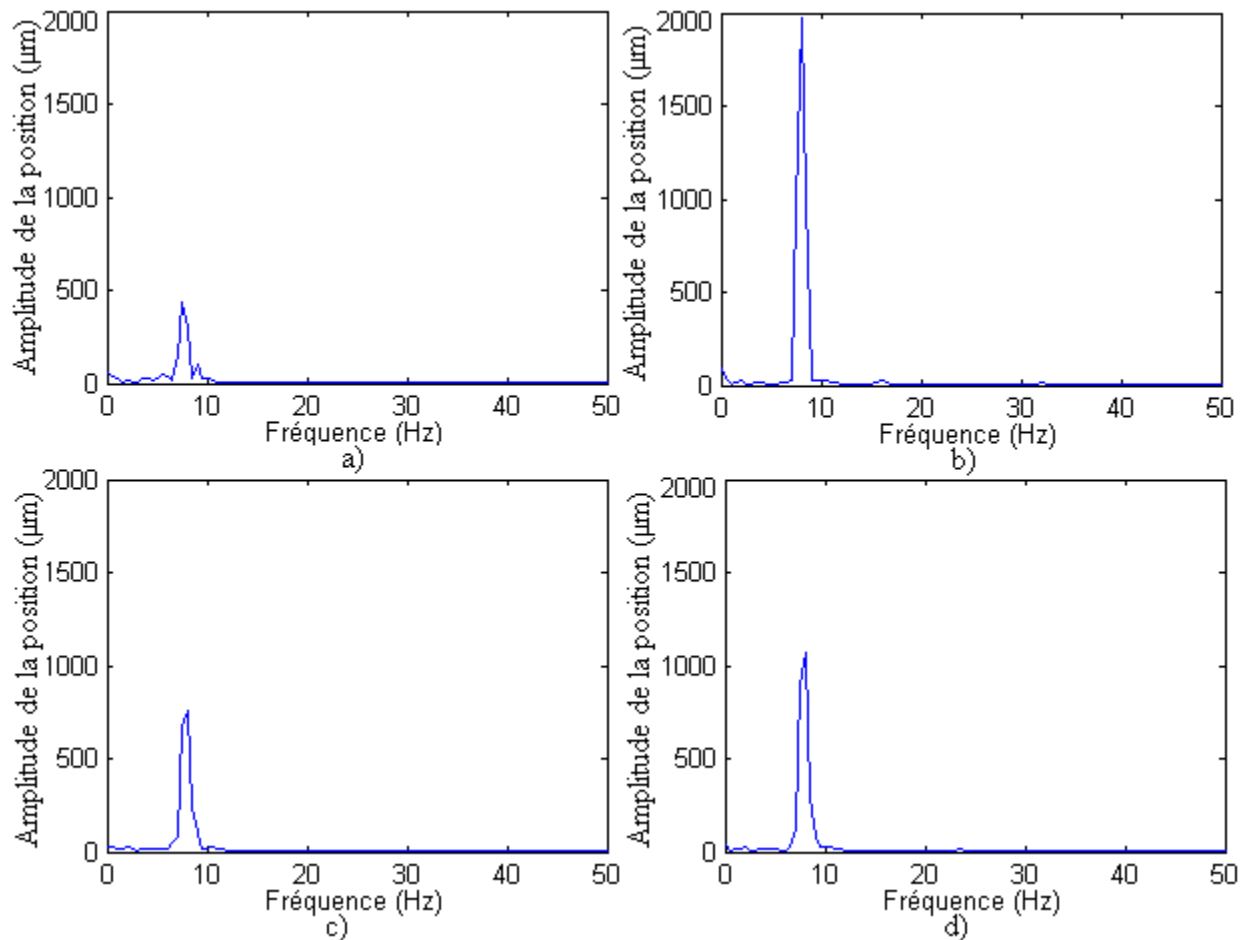


Figure 6.4- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1.

Jeu de : a)  $0\mu\text{m}$  b)  $500\mu\text{m}$  c)  $2000\mu\text{m}$  d)  $4000\mu\text{m}$ .

Pour pallier à ce problème, le spectre de la position selon Y pour un jeu de  $4000\mu\text{m}$  a été recalculé avec une meilleure résolution en fréquence de  $0,05\text{Hz}$ , au détriment de la résolution en amplitude. Celui-ci est présenté à la Figure 6.5.

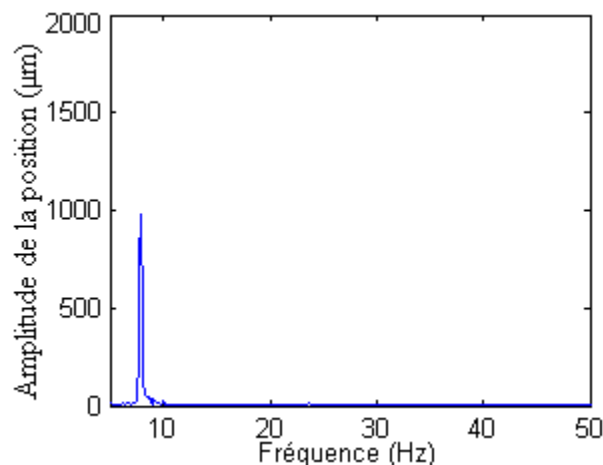


Figure 6.5- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1 avec un jeu de  $4000\mu\text{m}$  et une meilleure résolution en fréquence de  $0,05\text{Hz}$ .

On remarque d'abord que l'amplitude du pic à la première fréquence naturelle a diminué car la résolution en amplitude est moins bonne. De plus, puisque la résolution en fréquence est améliorée, le pic est plus mince et la fréquence est passée de  $7,25\text{Hz}$  à  $7,40\text{Hz}$ . Cependant, la modulation d'amplitude de  $0,10\text{Hz}$  n'est pas visible à  $7,30\text{Hz}$  et  $7,50\text{Hz}$  car la largeur du pic est d'environ  $0,90\text{Hz}$ .

La même analyse est maintenant effectuée toujours pour une excitation autour du premier mode, mais lorsque le tube est en pré-charge avec l'AVB. La Figure 6.6 présente la trajectoire du tube selon les directions Y et Z pour les pré-charges correspondant à des flèches initiales de  $-50\mu\text{m}$ ,  $-150\mu\text{m}$ ,  $-250\mu\text{m}$  et  $-500\mu\text{m}$ . Pour des fins de comparaison, la trajectoire du tube avec un jeu de  $0\mu\text{m}$  est montré à nouveau, mais avec une échelle plus petite correspondant à celle des amplitudes de déplacement lors d'une pré-charge entre le tube et l'AVB. À  $0\mu\text{m}$ ,  $-50\mu\text{m}$ ,  $-150\mu\text{m}$  et  $-250\mu\text{m}$ , le déplacement est essentiellement parallèle à la barre AVB dans la direction Y. En effet, lorsqu'il y a une pré-charge entre le tube et l'AVB, le mouvement du tube selon Z est restreint par la présence de la barre AVB qui s'appuie sur le tube pour créer une force de contrainte statique constante.

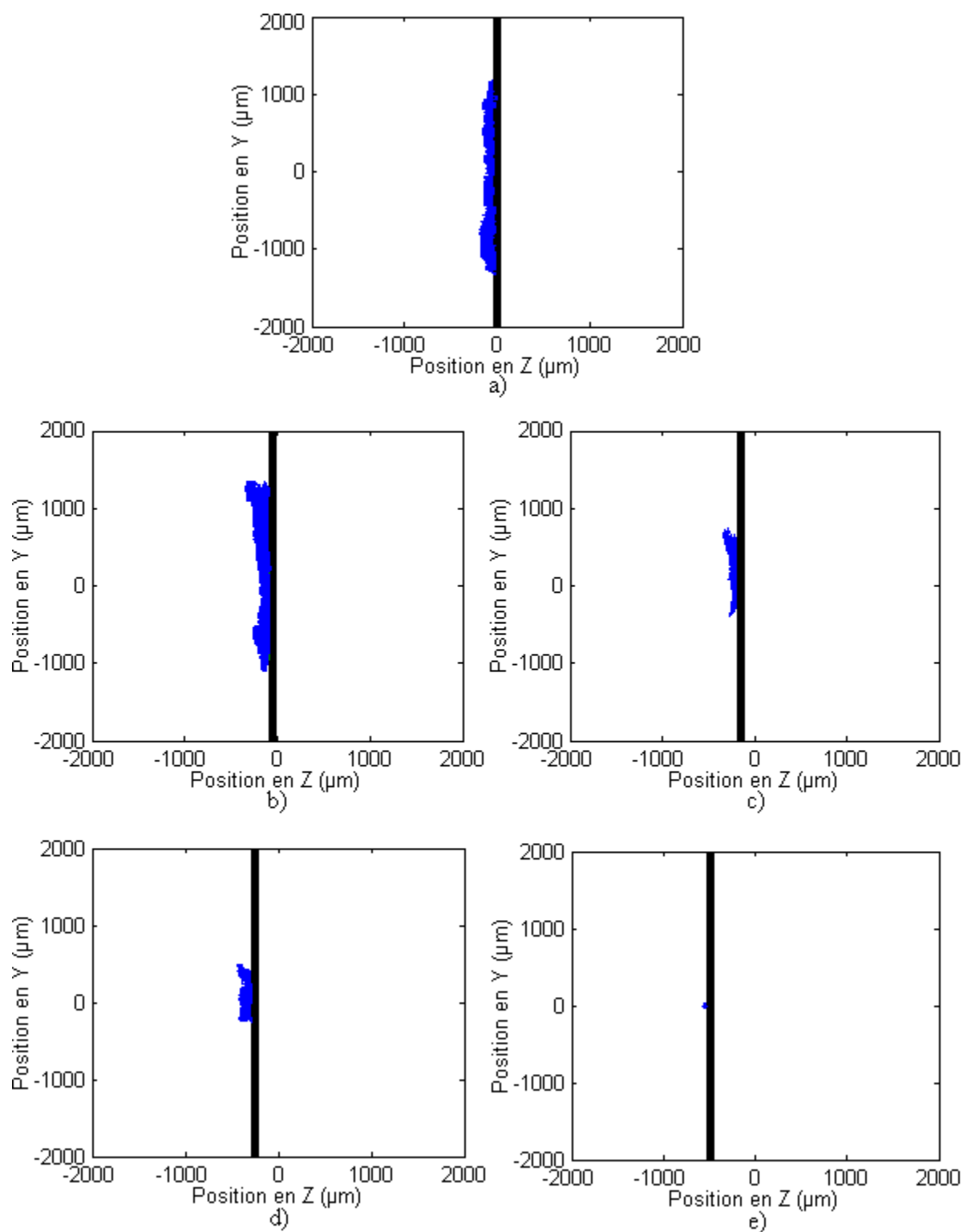


Figure 6.6- Trajectoire du tube selon Y et Z pour une excitation autour du mode 1. Pré-charge de : a) 0  $\mu\text{m}$  b) -50  $\mu\text{m}$  c) -150  $\mu\text{m}$  d) -250  $\mu\text{m}$  e) -500  $\mu\text{m}$ .

On peut également observer à la Figure 6.6 que l'amplitude de vibration du tube diminue lorsque la pré-charge augmente. Lorsque la pré-charge est de  $-500\mu\text{m}$ , le déplacement du tube est presque nul, car le frottement dû à la pré-charge est suffisant par rapport à la force d'excitation pour empêcher le mouvement du tube. À la section 4.2.3, où les forces de frottement sont déterminées, une flèche théorique de  $-623,97\mu\text{m}$  correspondant à la pré-charge à appliquer entre le tube et l'AVB pour que le mouvement du tube soit nul, avait d'ailleurs été calculée. Au-delà de cette pré-charge, le tube devrait théoriquement ne plus bouger.

Les signaux temporels de la position du tube selon Y de ces mêmes essais expérimentaux sont présentés à la Figure 6.8. Pour un jeu de  $0\mu\text{m}$  et pour une pré-charge correspondant à une flèche du tube de  $-50\mu\text{m}$ , l'amplitude de vibration est élevée comparativement aux signaux obtenus avec une flèche plus grande de  $-150\mu\text{m}$ ,  $-250\mu\text{m}$  et  $-500\mu\text{m}$ . De plus, pour de grandes pré-charges, le signal semble assez constant tout au long de l'essai. On note toutefois une faible modulation d'amplitude qui ne peut être discernée que par l'analyse des signaux temporels. À la Figure 6.7, un agrandissement du signal de la position est montré pour une pré-charge de  $-150\mu\text{m}$ . On observe que le signal est sinusoïdal et qu'il semble en effet y avoir une modulation d'amplitude. Seule l'analyse fréquentielle permettra de conclure sur cette modulation.

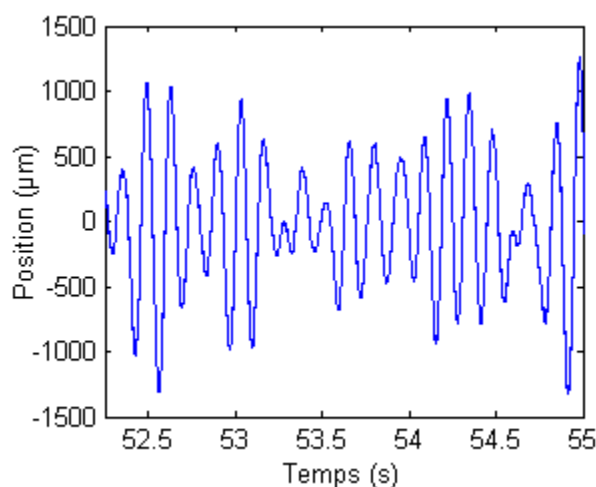


Figure 6.7- Agrandissement du signal temporel de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1 et une pré-charge de  $-150\mu\text{m}$ .

À la Figure 6.8e), pour une flèche du tube de  $-500\mu\text{m}$ , le signal temporel indique qu'il n'y a pratiquement aucun mouvement, sauf à certains moments où l'amplitude de vibration demeure très faible. On note également une dissymétrie du mouvement par rapport au zéro, où le tube a

tendance à se diriger vers les positions positives plutôt que négatives. Cela est possiblement causé par une lacune au niveau de la tangence ou du parallélisme entre le tube et l'AVB.

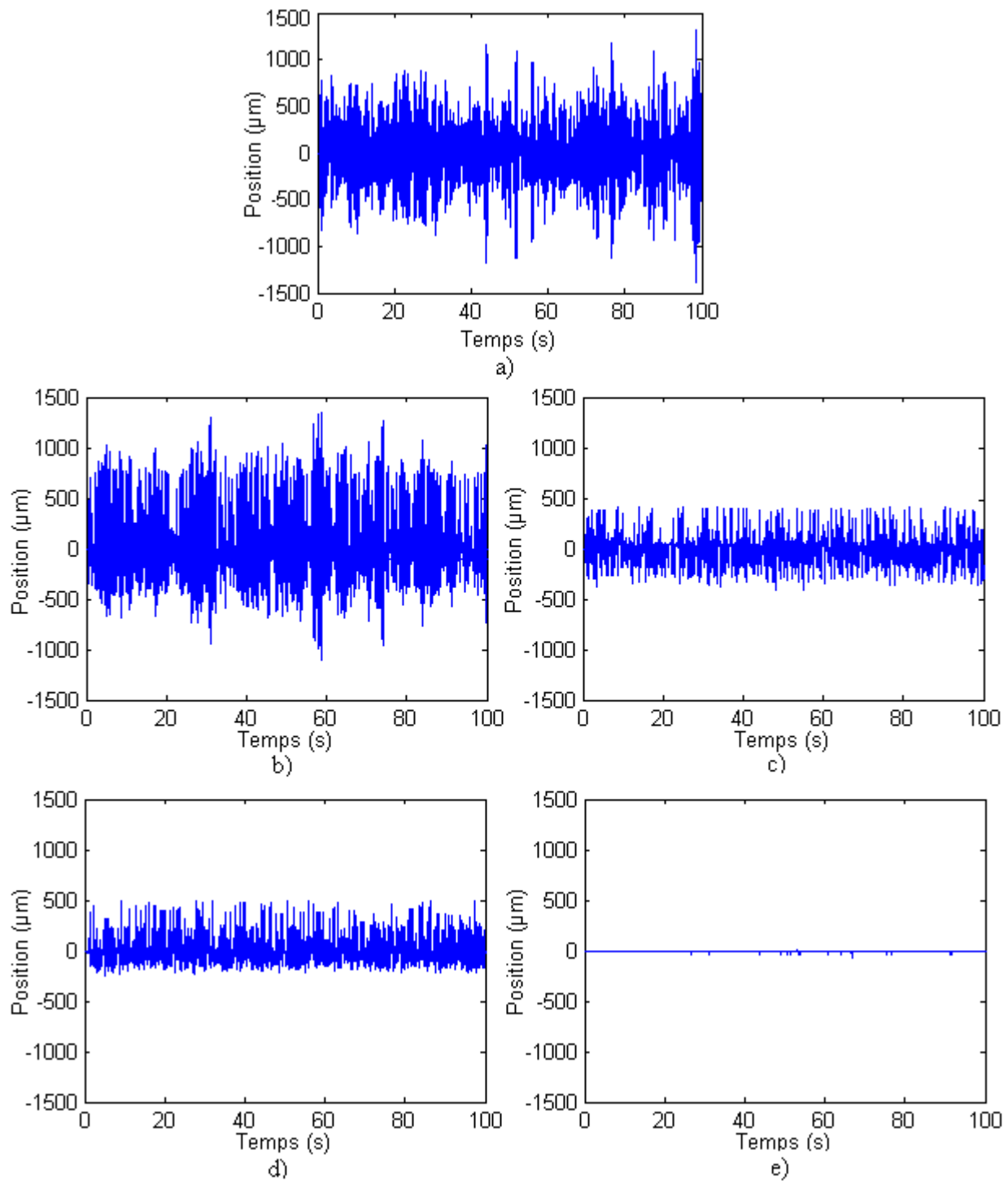


Figure 6.8– Signaux temporels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1.  
Pré-charge de : a) 0μm b) -50μm c) -150μm d) -250μm e) -500μm.

À partir de ces signaux temporels, les spectres fréquentiels ont été calculés et tracés à la Figure 6.9.

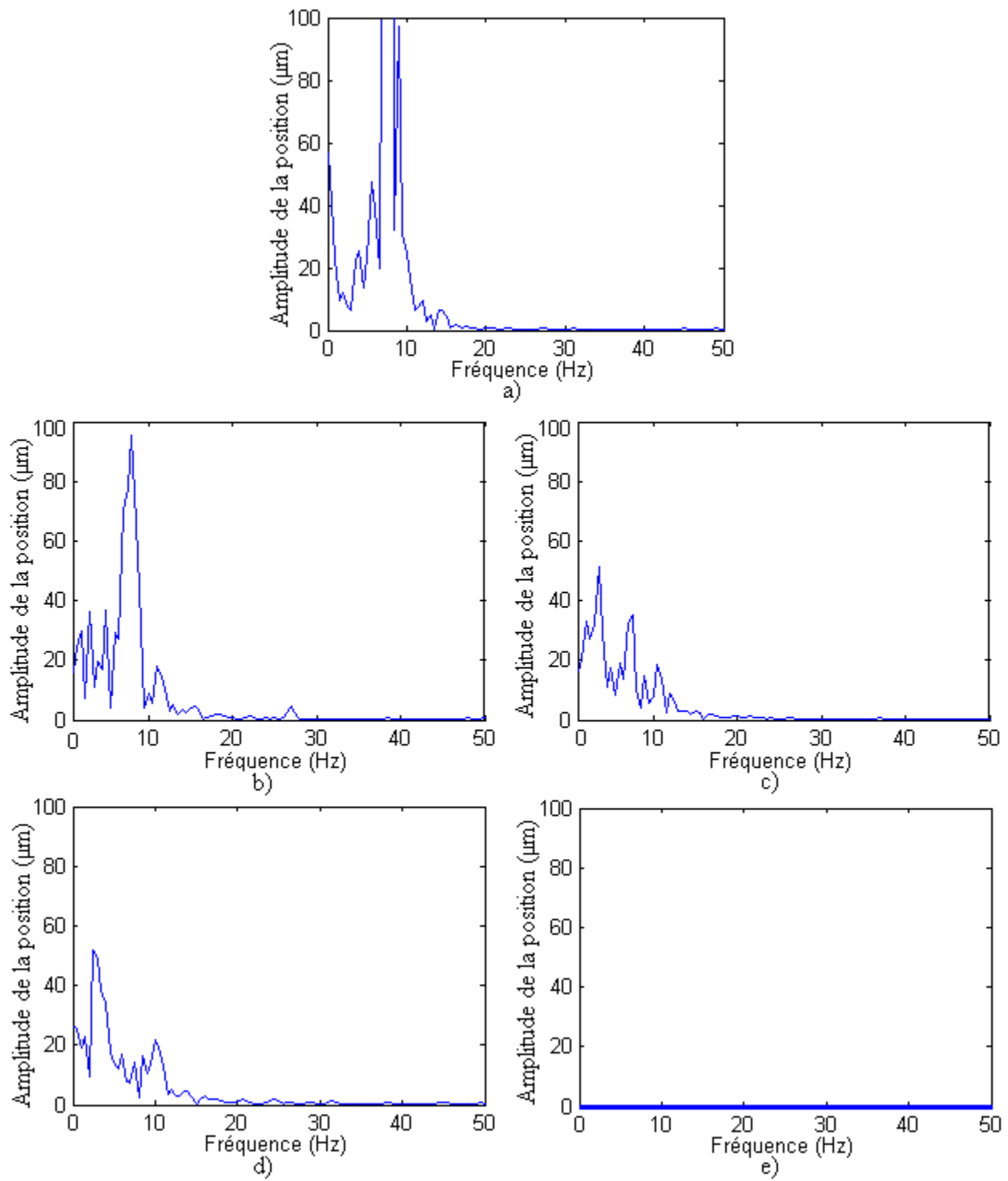


Figure 6.9- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 1.

Pré-charge de : a)  $0\mu\text{m}$  b)  $-50\mu\text{m}$  c)  $-150\mu\text{m}$  d)  $-250\mu\text{m}$  e)  $-500\mu\text{m}$ .

En analysant les spectres de position de la Figure 6.9, on observe que le contenu spectral est dispersé dans les basses fréquences. Pour un jeu de  $0\mu\text{m}$  et une pré-charge correspondant à  $-50\mu\text{m}$ , on distingue la première fréquence naturelle du tube à  $7,25\text{Hz}$  où l'amplitude est la plus élevée. La deuxième fréquence naturelle à  $26,50\text{Hz}$  est également identifiable dans les spectres, plus particulièrement à  $-50\mu\text{m}$ . Puisque le tube vibre avec une excitation forcée autour du premier mode, il peut paraître étonnant que le deuxième mode soit excité. Ce comportement est causé par la pré-charge qui restreint le tube en son centre. Cela revient donc à forcer le deuxième mode du tube dont la forme possède un nœud en son centre. De plus, en augmentant la pré-charge, on constate que l'amplitude aux fréquences de  $7,25\text{Hz}$  et  $26,50\text{Hz}$  diminue, mais que le contenu spectral est toujours concentré vers les basses fréquences. Un pic aux fréquences de  $3,25\text{Hz}$ ,  $4,75\text{Hz}$ ,  $9,75\text{Hz}$  et  $11,25\text{Hz}$  est d'ailleurs présent sur chacun des spectres. Ceux-ci coïncident avec une modulation d'amplitude de  $2,50\text{Hz}$  et  $4,00\text{Hz}$ . On devrait donc voir une variation de l'amplitude à toutes les  $0,25$  et  $0,40$  secondes sur les signaux temporels de la Figure 6.8. Il est par contre difficile de distinguer cette modulation car la période est très courte. Finalement, puisque l'amplitude de vibration est pratiquement nulle à  $-500\mu\text{m}$ , le spectre montre qu'aucune fréquence n'est excitée.

### 6.1.2 Excitation autour du mode 2

Lorsque l'excitation est autour du deuxième mode de vibration, le mode possède un nœud au milieu du tube tel que vu à la Figure 2.4. Le déplacement devrait donc être toujours nul à l'endroit du nœud, peu importe l'amplitude de l'excitation ou la position relative de l'AVB par rapport au tube. Les essais ont d'ailleurs montré que lors d'une excitation autour du deuxième mode, la force de contact entre le tube et l'AVB est toujours nulle pour un jeu plus grand que  $10\mu\text{m}$ , car le déplacement selon Z est trop faible pour qu'il y ait contact. Pour cette raison, seule l'analyse des configurations avec pré-charge est présentée ici. La Figure 6.10 montre la trajectoire du tube selon Y et Z pour un jeu de  $0\mu\text{m}$  et des pré-charges correspondant à  $-50\mu\text{m}$ ,  $-150\mu\text{m}$ ,  $-250\mu\text{m}$  et  $-500\mu\text{m}$ . Le trait épais vertical représente la position de l'AVB.



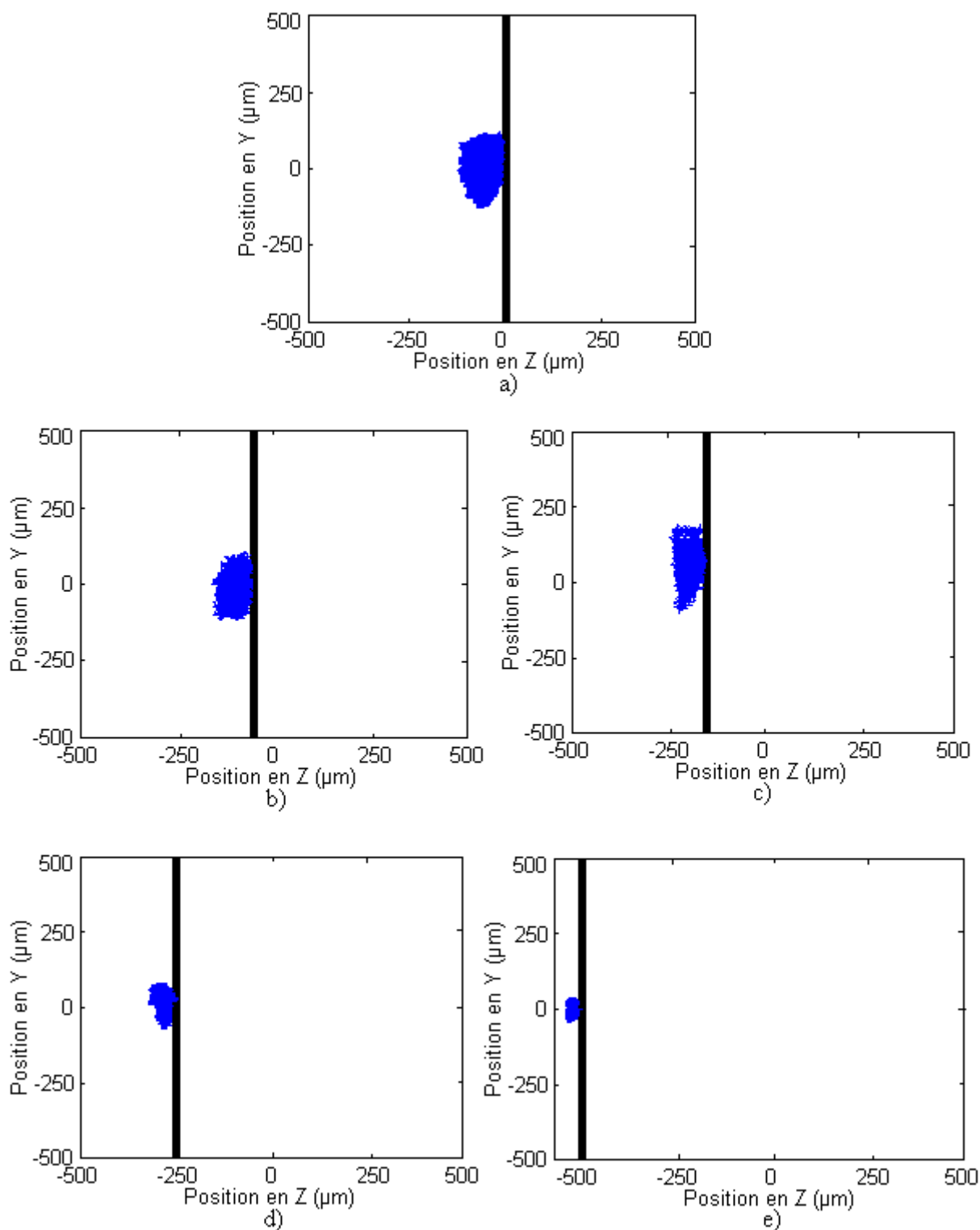


Figure 6.10- Trajectoire du tube selon Y et Z pour une excitation autour du mode 2. Pré-charge de : a) 0  $\mu\text{m}$  b) -50  $\mu\text{m}$  c) -150  $\mu\text{m}$  d) -250  $\mu\text{m}$  e) -500  $\mu\text{m}$ .

On peut d'abord remarquer que, contrairement au comportement attendu, les déplacements sont relativement élevés lors d'une pré-charge. En effet, puisque la force de contact entre le tube et l'AVB est toujours nulle pour un jeu plus grand que  $0\mu\text{m}$ , cela signifie que le déplacement selon Z est toujours inférieur à  $10\mu\text{m}$ . Pour une pré-charge de  $-50\mu\text{m}$ , la Figure 6.10a) illustre toutefois que le déplacement maximal selon Z atteint parfois  $125\mu\text{m}$ . De plus, comparativement à une excitation autour du premier mode tel que vu à la Figure 6.6, le déplacement du tube n'est pas majoritairement dans la direction parallèle à l'AVB, mais plutôt sous forme de tournoiement de faible amplitude. Finalement, plus la pré-charge augmente, plus la réponse du tube diminue, car le frottement restreint son mouvement.

Les signaux temporels de la position du tube selon Y, pour ces mêmes pré-charges, sont montrés à la Figure 6.12. D'une part, pour un jeu de  $0\mu\text{m}$  et une pré-charge de  $-50\mu\text{m}$ , le signal apparaît comme étant relativement constant tout au long de l'essai. En augmentant la pré-charge à  $-150\mu\text{m}$  et à  $-250\mu\text{m}$ , l'amplitude des oscillations semble plutôt varier de manière aléatoire dans le temps, sans pour autant qu'on puisse y discerner une quelconque modulation d'amplitude. D'autre part, avec une pré-charge de  $-500\mu\text{m}$ , le déplacement du tube selon la direction Y s'avère être plus saccadé, marqué par de longs moments sans mouvement suivis de faibles oscillations.

Pour une pré-charge de  $-150\mu\text{m}$ , la Figure 6.11 montre un agrandissement du signal temporel de la position au centre du tube selon la direction Y.

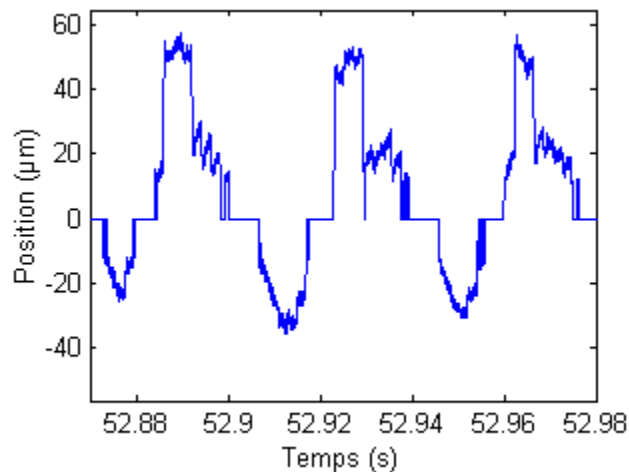


Figure 6.11- Agrandissement du signal temporel de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 2 et une pré-charge de  $-150\mu\text{m}$ .

On remarque que la position est discontinue dans temps et que le signal est composé de segments se rapprochant d'une onde sinusoïdale «carrée» alternés avec des segments plats où le tube est au repos. Rappelons que lorsque le signal temporel est contenu à l'intérieur des seuils de bruit, celui-ci est posé à une valeur nulle. Ce comportement peut être expliqué par un contact «collé-glissé» (*stick-slip*), qui est un mouvement parfois observé lors de glissement relatif entre deux corps. Ce phénomène s'explique par les lois du frottement de Coulomb qui font intervenir les coefficients de frottement statique et dynamique. Lorsque la vitesse de glissement du tube est nulle, le frottement statique intervient, tandis que le frottement dynamique apparaît lorsque le tube est en mouvement et que sa vitesse est non-nulle. Puisque le coefficient de frottement statique est supérieur au coefficient de frottement dynamique, un effort supplémentaire est nécessaire pour déplacer le tube lorsque celui-ci est au repos que pour maintenir son mouvement.

Les spectres fréquentiels associés à ces signaux temporels sont présentés à la Figure 6.13. Pour toutes les pré-charges, on distingue la présence de pics à 26,50Hz, 53,50Hz et 81,25Hz. Ceux-ci correspondent respectivement à la deuxième fréquence naturelle du tube, ainsi qu'à la deuxième et troisième harmonique du mode 2. En effet, une excitation autour du mode 2 engendre nécessairement l'excitation de la deuxième fréquence naturelle. Comme le déplacement n'est pas parfaitement sinusoïdal mais présente une onde plutôt de forme «carrée» ou «tronquée» comme montré à la Figure 6.11, les harmoniques de la deuxième fréquence sont également visibles dans les spectres. Pour des fréquences supérieures à 100Hz, la contribution des harmoniques supérieures n'est cependant pas visible, car leur contenu spectral est très faible. On constate également que l'amplitude des pics diminue lorsque la pré-charge augmente, car l'augmentation de la force de frottement empêche de plus en plus le mouvement du tube. Pour un jeu de 0µm, on note aussi la présence d'un pic à 7,25Hz, qui correspond à la première fréquence naturelle du tube. Donc, lorsqu'il y a un jeu entre le tube et l'AVB, le tube est excité à son premier mode de vibration même si l'excitation est autour du mode 2. En appliquant une pré-charge, la contribution du premier mode devient nulle puisque le tube est restreint en son centre.

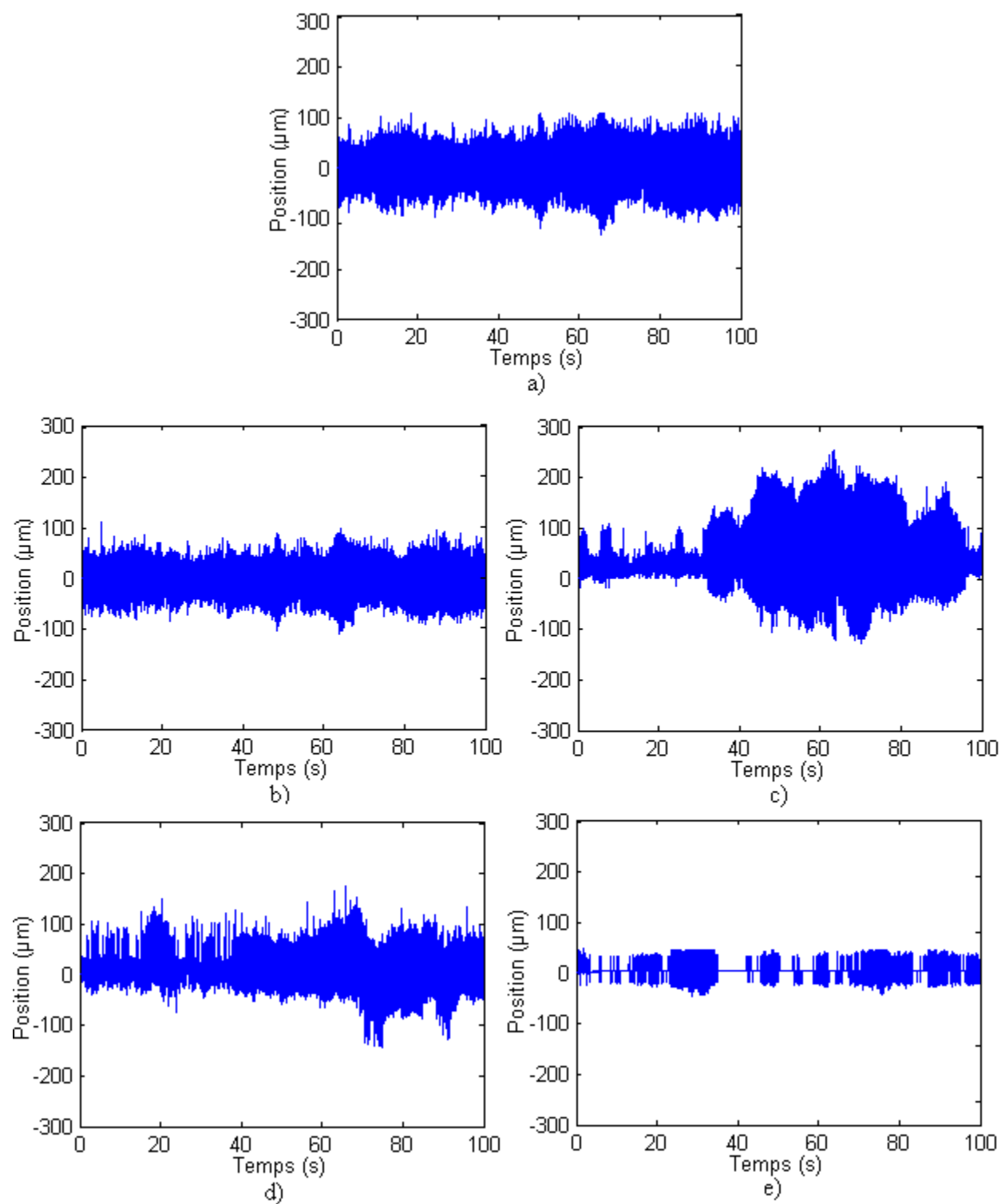


Figure 6.12- Signaux temporels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 2.

Pré-charge de : a) 0μm b) -50μm c) -150μm d) -250μm e) -500μm.

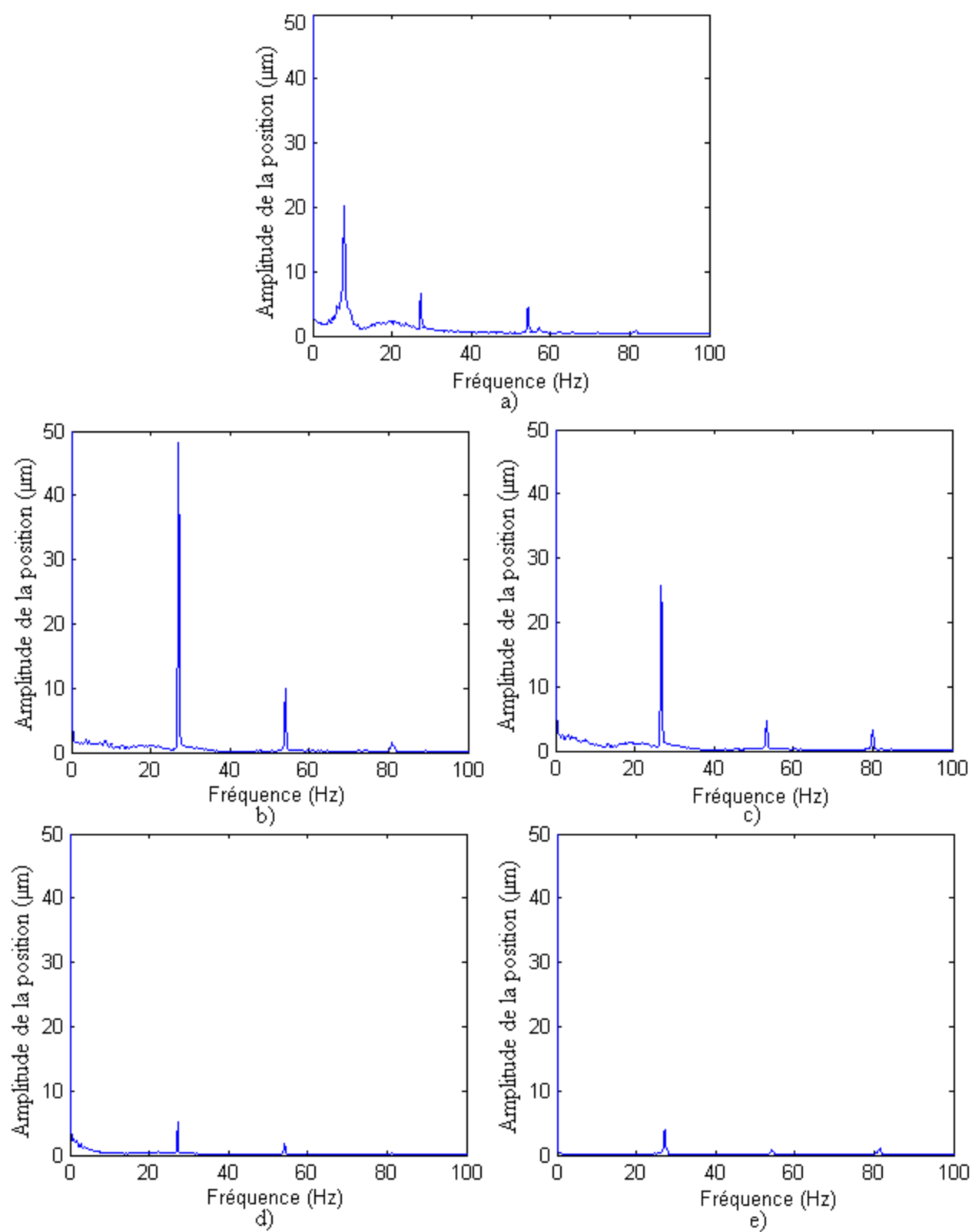


Figure 6.13- Spectres fréquentiels de la position Y du tube pour une excitation autour du mode 2.

Pré-charge de : a) 0  $\mu\text{m}$  b) -50  $\mu\text{m}$  c) -150  $\mu\text{m}$  d) -250  $\mu\text{m}$  e) -500  $\mu\text{m}$ .

## 6.2 Force de contact entre le tube et l'AVB

La force de contact entre le tube et l'AVB est maintenant analysée en observant les signaux temporels et les spectres fréquentiels de force. Rappelons que la force de contact est mesurée selon la direction Z, normale à la barre AVB. La force totale est obtenue en additionnant les signaux temporels des deux capteurs de force et la force statique de pré-charge s'il y en a une.

### 6.2.1 Excitation autour du mode 1

Pour une excitation aléatoire autour du premier mode de vibration, le tube possède un ventre en son milieu, à la même position où les capteurs mesurent la force de contact et où le déplacement est maximal. À la Figure 6.14, les signaux temporels de force sont illustrés pour des jeux de  $0\mu\text{m}$ ,  $500\mu\text{m}$ ,  $2000\mu\text{m}$  et  $4000\mu\text{m}$ .

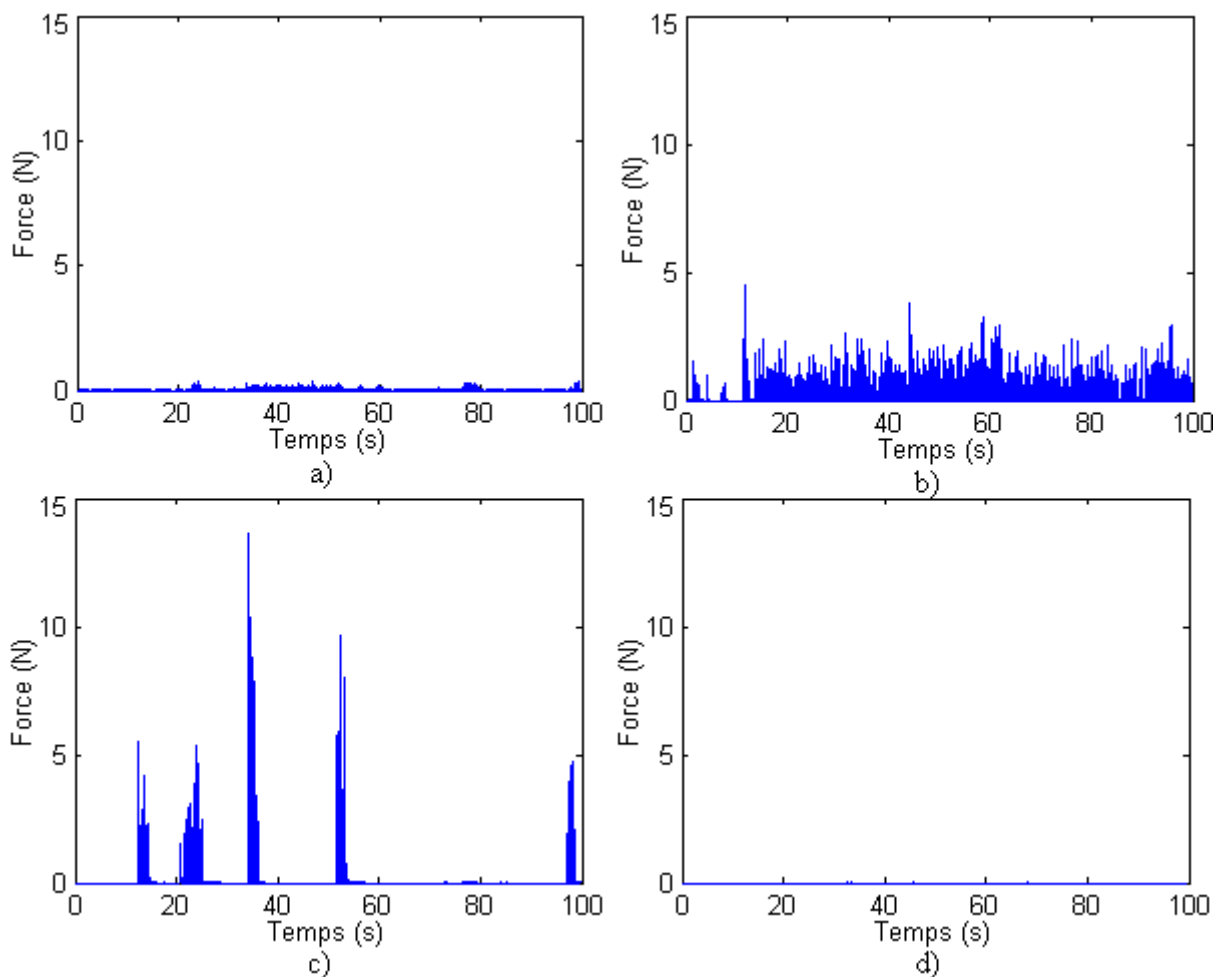


Figure 6.14- Signaux temporels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1. Jeu de : a)  $0\mu\text{m}$  b)  $500\mu\text{m}$  c)  $2000\mu\text{m}$  d)  $4000\mu\text{m}$ .

Rappelons d'abord que les trajectoires de la Figure 6.1 ont montré la présence de glissement et d'impacts combinés pour des jeux de  $0\mu\text{m}$ ,  $500\mu\text{m}$ ,  $2000\mu\text{m}$ . D'une part, pour un jeu de  $0\mu\text{m}$ , la force de contact est faible et il y a peu d'interruptions du contact tout au long de l'essai. Pour un jeu de  $500\mu\text{m}$ , la force est plus élevée mais y a plus d'interruptions du contact. D'autre part, lorsque le jeu est de  $2000\mu\text{m}$ , les impacts sont plus rares et concentrés sur des intervalles de 5 secondes environ, alternées avec des périodes sans contact. L'amplitude de la force est cependant beaucoup plus élevée même si les périodes où il y a contact sont plus distancées. Finalement, la force de contact est nulle sur toute la durée du test pour un jeu de  $4000\mu\text{m}$ . Ce résultat a d'ailleurs été remarqué à la Figure 6.1 où la trajectoire montre que le tube ne touche pas à l'AVB.

Pour un jeu de  $500\mu\text{m}$ , la Figure 6.15 montre un agrandissement du signal temporel de la force de contact. On remarque qu'il y a un peu plus de 7 impacts entre le tube et l'AVB sur une durée de 1 seconde, qui correspond avec la première fréquence naturelle du tube. De plus, après l'impact, la force ne redescend pas à zéro immédiatement car il y a une courte période où le tube frotte sur l'AVB.

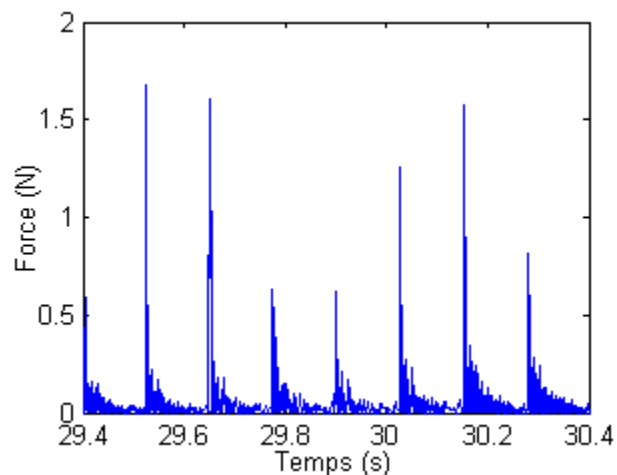


Figure 6.15- Agrandissement du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de  $500\mu\text{m}$ .

Afin de visualiser la forme d'un impact, le même signal temporel est agrandi autour d'un seul impact à la Figure 6.16. On constate que des impacts multiples sur une très courte durée sont visibles lors de l'interaction entre le tube et la barre AVB. Ceci peut être expliqué par le fait que les modes de vibration supérieurs du tube sont excités lors d'un impact. On observe donc la

présence de trois impacts sur une période d'environ 0,002 secondes. Après ces impacts multiples, la force reste élevée pendant environ 0,03 secondes et redescend ensuite vers une valeur nulle.

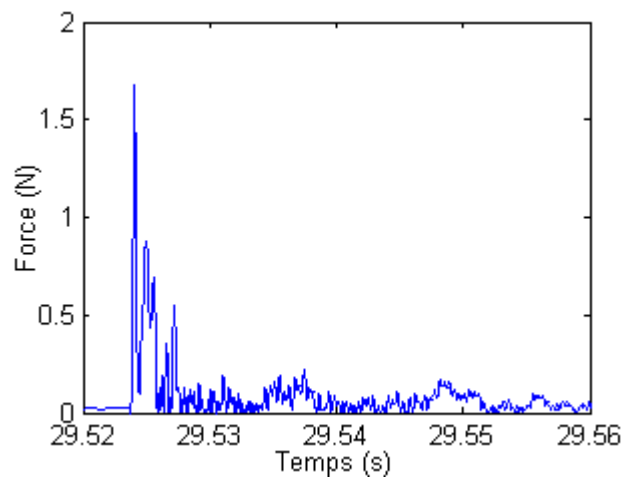


Figure 6.16- Agrandissement sur un impact du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de 500 $\mu$ m.

À partir des signaux de force, les spectres de la force de contact ont pu être calculés et sont présentés à la Figure 6.17. Lorsque le jeu est de 0 $\mu$ m, le contenu spectral est de faible amplitude et concentré principalement autour des basses fréquences. On note également la présence d'un faible pic à 7,25Hz qui correspond avec la première fréquence naturelle du tube. Pour des jeux de 500 $\mu$ m et 2000 $\mu$ m, le signal temporel, une fois converti dans le domaine fréquentiel, présente un peigne d'harmoniques distantes de 7,25Hz. Ce phénomène peut être expliqué par la forme de l'impact qui a une configuration plutôt triangulaire comme vu à la Figure 6.16. La forme discontinue et de très courte durée des impacts, de l'ordre de la milliseconde, engendre l'apparition d'harmoniques de la première fréquence naturelle du tube. Pour un jeu de 2000 $\mu$ m, l'amplitude des harmoniques est supérieure puisque les impacts sont plus forts que pour un jeu de 500 $\mu$ m. À 4000 $\mu$ m, le spectre est nul sur toutes les fréquences puisqu'il n'y a pas de contact entre le tube et la barre AVB.



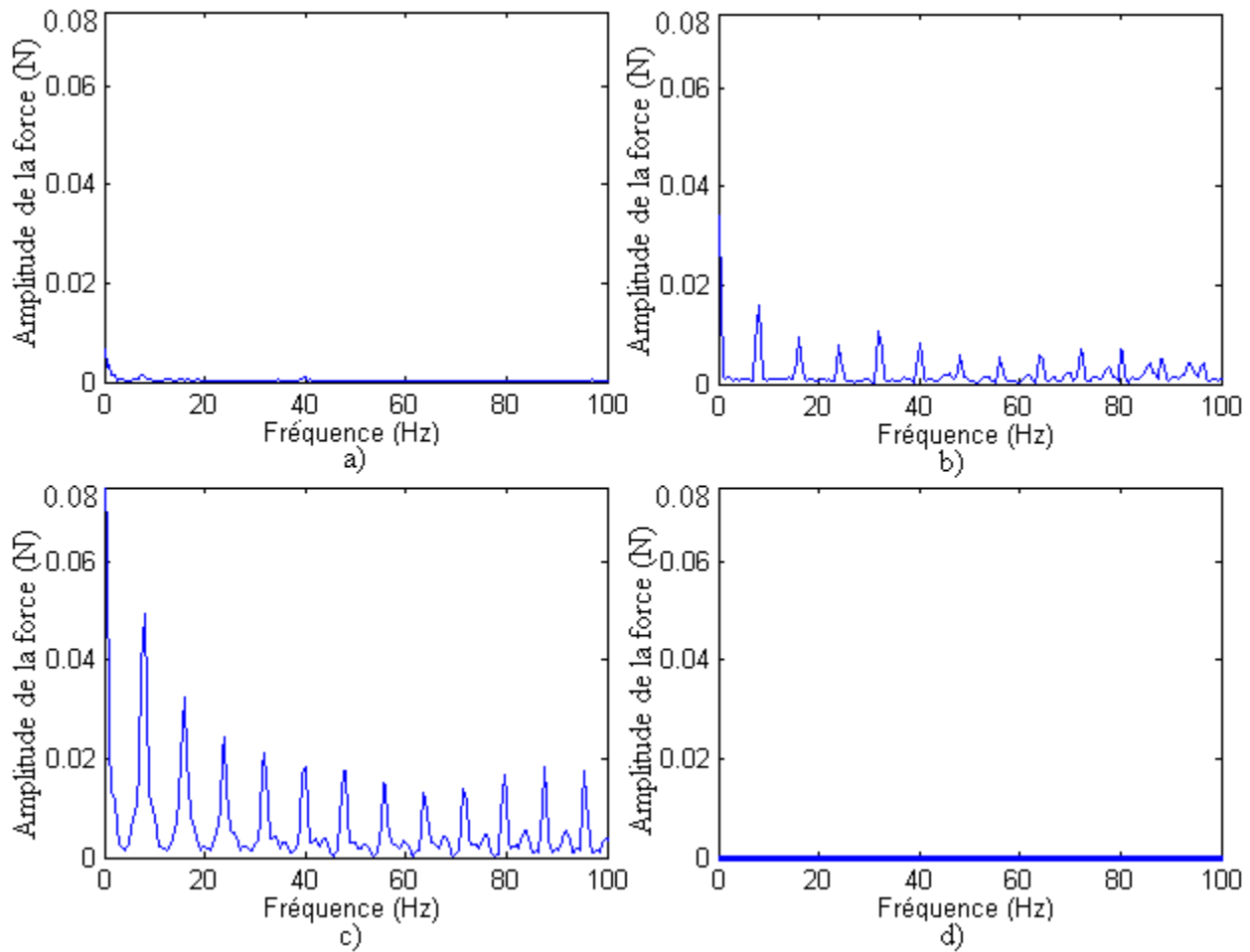


Figure 6.17- Spectres fréquentiels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1.

Jeu de : a) 0μm b) 500μm c) 2000μm d) 4000μm.

La même analyse est effectuée pour une excitation au premier mode, dans les configurations où le tube est en pré-charge avec l'AVB. La Figure 6.18 illustre les signaux temporels de la force de contact pour un jeu de 0μm et pour des pré-charge correspondant à des flèches du tube de -50μm, -150μm, -250μm et -500μm. Notons d'abord qu'il y a une force de contact statique qui augmente avec la pré-charge. Cette force, définie à la section 4.3 de la procédure expérimentale, est calculée par l'équation de la droite 4.14. À chaque essai où le tube est en pré-charge avec l'AVB, la force statique est additionnée au signal temporel de force afin de tenir compte de la pré-charge. Pour des pré-charges de -50μm, -150μm, -250μm et -500μm, celles-ci correspondent respectivement à des forces de pré-charge de 0,075N, 0,224N, 0,373N et 0,747N.

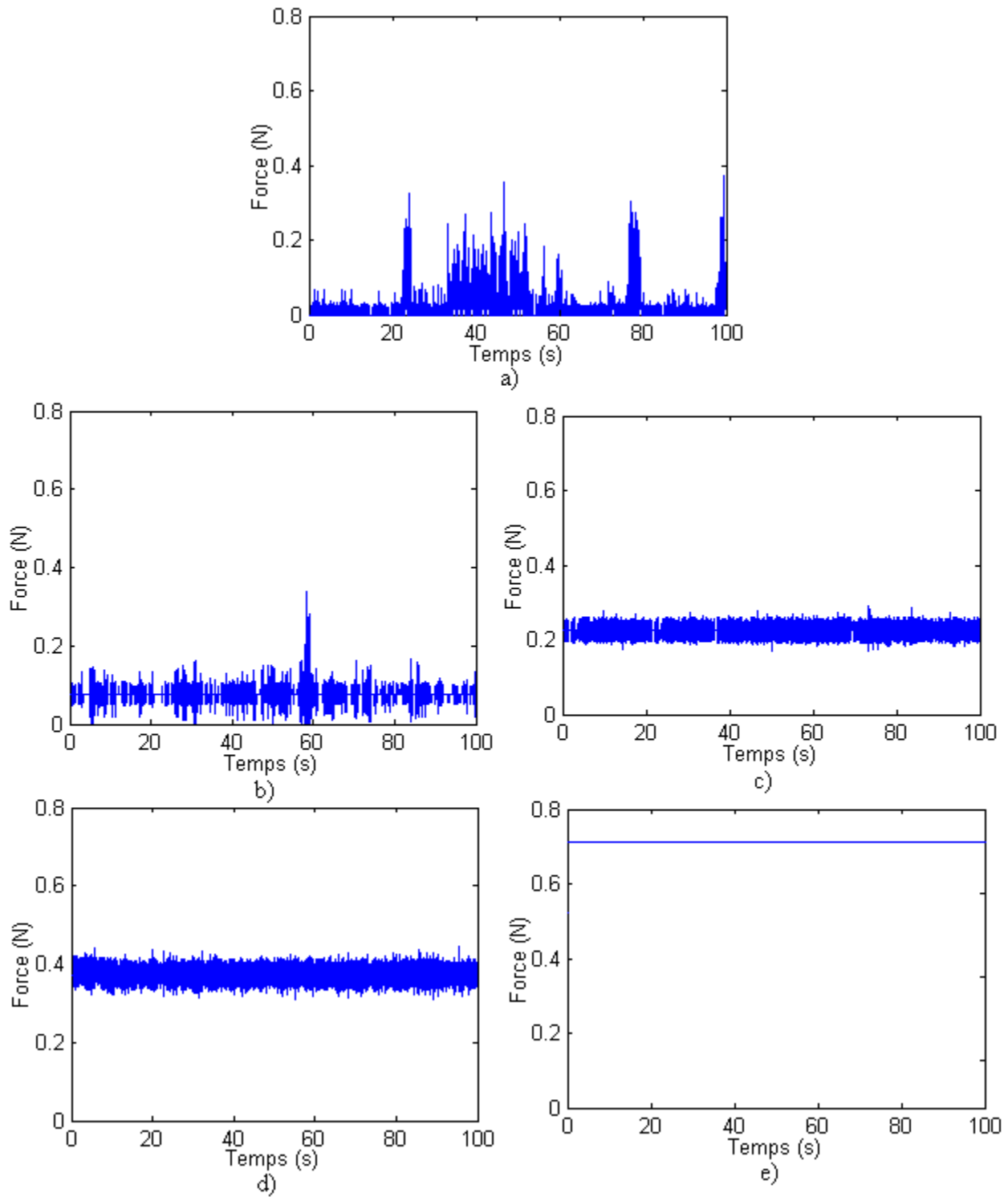


Figure 6.18- Signaux temporels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1. Pré-charge de : a) 0  $\mu\text{m}$  b) -50  $\mu\text{m}$  c) -150  $\mu\text{m}$  d) -250  $\mu\text{m}$  e) -500  $\mu\text{m}$ .

À la Figure 6.18, pour un jeu de  $0\mu\text{m}$  et une pré-charge correspondant à  $-50\mu\text{m}$ , on remarque la présence d'impacts et de glissement combinés. Donc, même lors d'une pré-charge, le tube se décolle de l'AVB, ce qui engendre des impacts. Toutefois, en augmentant la pré-charge à  $-150\mu\text{m}$  et  $-250\mu\text{m}$ , le contact se produit par glissement seulement, car le tube ne parvient pas à se détacher de l'AVB. Le signal temporel est alors beaucoup plus constant et la force dynamique oscille avec une amplitude quasi stationnaire autour de la force statique de pré-charge.

Pour une pré-charge de  $-250\mu\text{m}$ , la Figure 6.19 montre un agrandissement du signal temporel de la force de contact. On remarque que, contrairement à la Figure 6.15 lorsqu'il y a des impacts, la forme du signal est très différente puisque le tube est en contact avec l'AVB par glissement seulement.

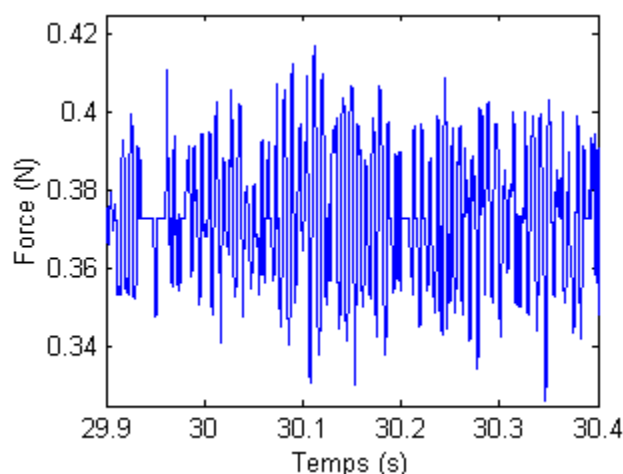


Figure 6.19- Agrandissement du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de  $-250\mu\text{m}$ .

Afin de mieux visualiser la forme de la force lors du glissement entre le tube et l'AVB, le même signal temporel est agrandi tel que vu à la Figure 6.20. On remarque que la force est très discontinue : des segments d'une forme se rapprochant d'une onde sinusoïdale sont alternés avec des segments plats correspondant à la force statique de pré-charge. Ce comportement est compatible avec le phénomène de «*stick-slip*» remarqué dans les signaux temporels de la position du tube lors de glissement à la Figure 6.12. Un agrandissement du signal de la position du tube pour une pré-charge de  $-150\mu\text{m}$ , montré à la Figure 6.11, avait d'ailleurs fait état de l'existence du «*stick-slip*». Cela laisse donc croire qu'il y aura la présence d'harmoniques dans les spectres de force lors d'une pré-charge.

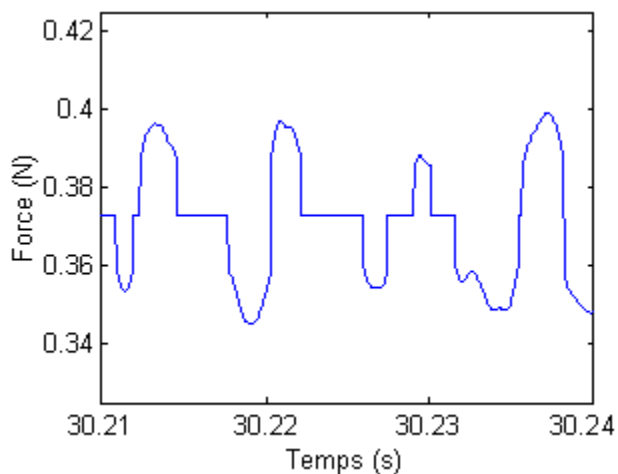


Figure 6.20- Agrandissement sur le glissement du signal temporel de la force de contact pour une excitation autour du mode 1 et un jeu de  $-250\mu\text{m}$ .

Finalement, pour une pré-charge de  $-500\mu\text{m}$ , tel que vu à la Figure 6.18e), la force dynamique est nulle tout au long de l'essai puisque l'amplitude de la force est inférieure au seuil du niveau de bruit. Une force statique due à la pré-charge est tout de même présente dans le signal.

En inspectant les spectres de la force de contact avec une excitation au mode 1 à la Figure 6.21, on distingue, pour  $0\mu\text{m}$ ,  $-50\mu\text{m}$  et  $-150\mu\text{m}$ , la présence prédominante d'une composante spectrale à la première fréquence naturelle de  $7,25\text{Hz}$ . De plus, on peut remarquer un pic de plus faible amplitude à la deuxième fréquence naturelle de  $26,50\text{Hz}$ . En effet, tel que déjà expliqué, même si l'excitation est autour du premier mode, la pré-charge restreint le tube en son milieu et force la forme du deuxième mode. L'énergie est alors transmise aux modes de vibration pairs supérieurs. La contribution des modes au-dessus de  $100\text{Hz}$  est par contre négligeable, car l'amplitude est très faible. On observe également l'existence d'un contenu spectral autour de  $40\text{Hz}$ . Celui-ci provient du bruit mécanique à  $34,40\text{Hz}$  et à  $40,60\text{Hz}$  qui a été filtré à l'aide d'un filtre coupe-bande tel que décrit à la section 5.2.3. Même une fois atténué, une faible partie du bruit à ces fréquences reste tout de même présente dans les spectres. Pour une pré-charge de  $-250\mu\text{m}$ , l'amplitude à la première fréquence naturelle du tube est réduite tandis que la deuxième fréquence est amplifiée car la pré-charge est plus élevée. Puisque la force dynamique est nulle et que la force statique est constante lors de l'application d'une pré-charge de  $-500\mu\text{m}$ , le spectre est nul sur toutes les fréquences.

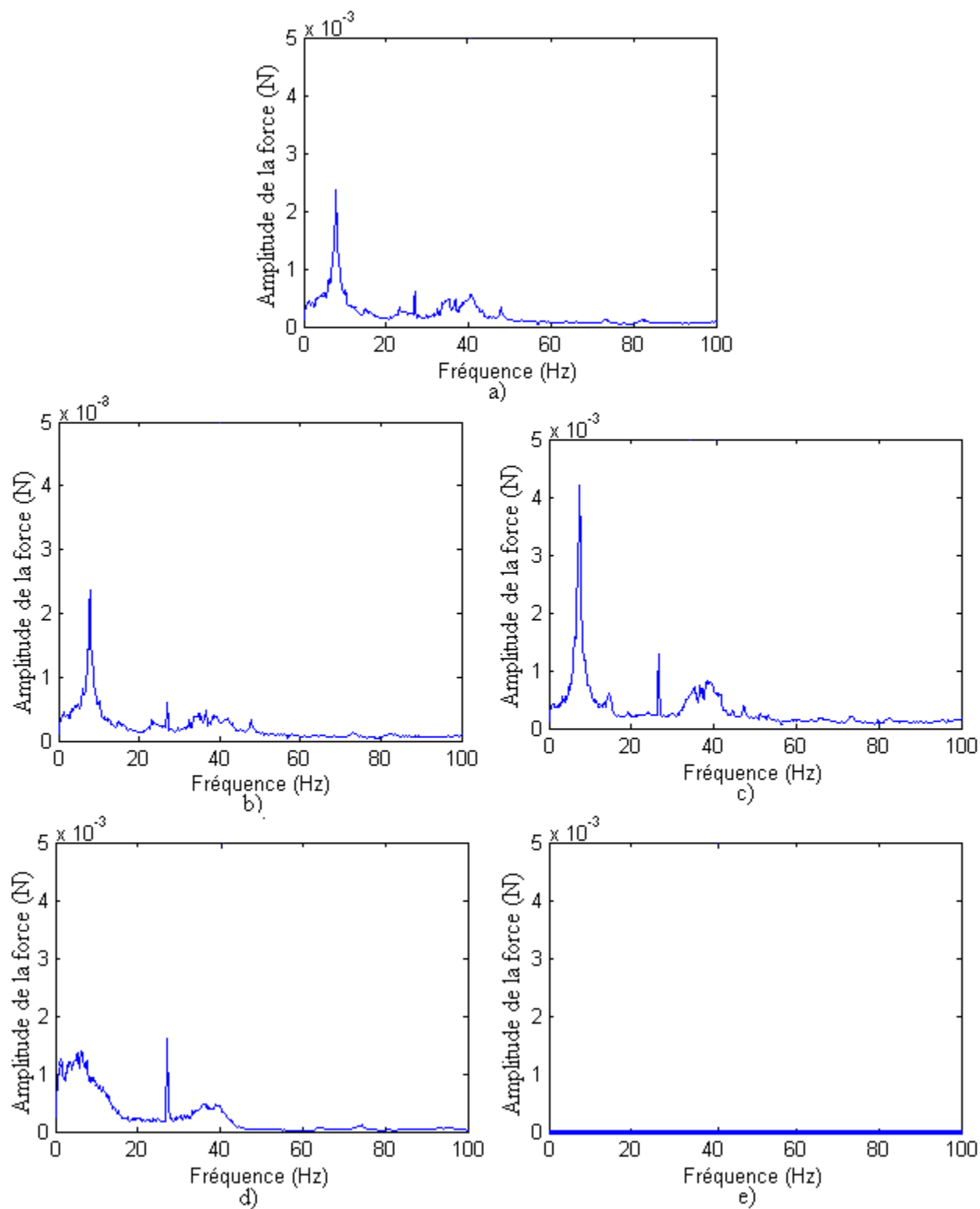


Figure 6.21- Spectres fréquentiels de la force de contact pour une excitation autour du mode 1.

Pré-charge de : a)  $0\mu\text{m}$  b)  $-50\mu\text{m}$  c)  $-150\mu\text{m}$  d)  $-250\mu\text{m}$  e)  $-500\mu\text{m}$ .

## 6.2.2 Excitation autour du mode 2

Pour une excitation autour du deuxième mode de vibration, le mode possède un nœud au milieu du tube et le déplacement est donc théoriquement nul à cet endroit. Puisque les essais ont montré que la force de contact entre le tube et l'AVB est toujours nulle pour un jeu plus grand que  $10\mu\text{m}$ , seule l'analyse des pré-charges est présentée.

La Figure 6.22 montre les signaux temporels obtenus lors d'une pré-charge avec une excitation autour du mode 2. Encore ici, remarquons l'existence d'une force de contact statique qui augmente selon la pré-charge. Pour un jeu de  $0\mu\text{m}$  et des pré-charges de  $-50\mu\text{m}$  et  $-150\mu\text{m}$ , on note que le contact est une combinaison d'impacts et de glissements où le tube parvient à se séparer de l'AVB. De plus, pour les mêmes pré-charges, la force de contact est plus élevée lors d'une excitation autour du deuxième mode comparé à une excitation au premier mode tel que vu à la Figure 6.18. Lorsque la pré-charge est de  $-250\mu\text{m}$ , le contact est caractérisé par du glissement seulement et le signal temporel est alors beaucoup plus constant. La force dynamique oscille avec une amplitude approximativement constante autour de la force statique de  $0,37\text{N}$ . Une fois agrandi, la forme du signal est très similaire à celle vu à la Figure 6.20 pour une excitation autour du premier mode, c'est-à-dire que le signal se rapproche d'une onde sinusoïdale mais de forme carrée. Finalement, pour une pré-charge de  $-500\mu\text{m}$ , la force dynamique est nulle car la force mesurée est inférieure au seuil de bruit.

En observant les spectres à  $0\mu\text{m}$ ,  $-50\mu\text{m}$  et  $-150\mu\text{m}$  de la force de contact avec une excitation autour du mode 2 présentés à la Figure 6.23, on remarque un contenu spectral prédominant à  $26,50\text{Hz}$ , la deuxième fréquence naturelle du tube, à  $53,50\text{Hz}$ , la deuxième harmonique du mode 2 et à  $81,25\text{Hz}$ , la troisième harmonique du mode 2. Ces mêmes fréquences avaient d'ailleurs été décelées sur les spectres de position selon la direction Y de la Figure 6.13. En effet, une excitation autour du mode 2 implique nécessairement l'excitation de la deuxième fréquence naturelle. Puisque la force de contact n'est pas un signal parfaitement sinusoïdal, les harmoniques de la deuxième fréquence sont également présents dans les spectres. De plus, pour une pré-charge de  $-250\mu\text{m}$ , les deux harmoniques à  $53,50\text{Hz}$  et  $81,25\text{Hz}$  sont atténués. Seule la composante spectrale au mode 2 domine. Finalement, lorsque la pré-charge est augmentée à une flèche du tube de  $-500\mu\text{m}$ , la force dynamique étant nulle, le spectre fréquentiel illustre également une force nulle pour toutes les fréquences.

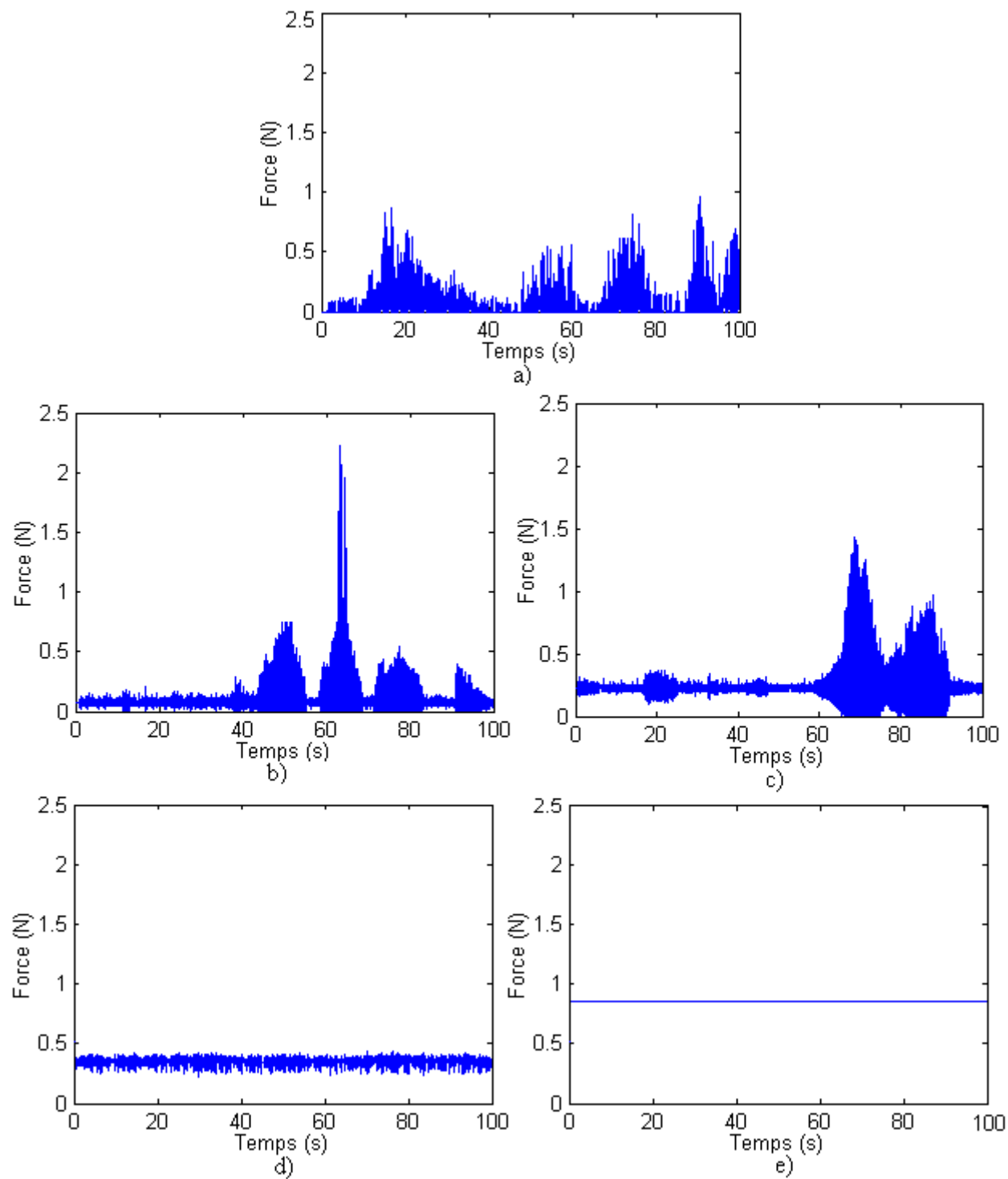


Figure 6.22- Signaux temporels de la force de contact pour une excitation autour du mode 2. Pré-charge de : a) 0  $\mu\text{m}$  b) -50  $\mu\text{m}$  c) -150  $\mu\text{m}$  d) -250  $\mu\text{m}$  e) -500  $\mu\text{m}$ .

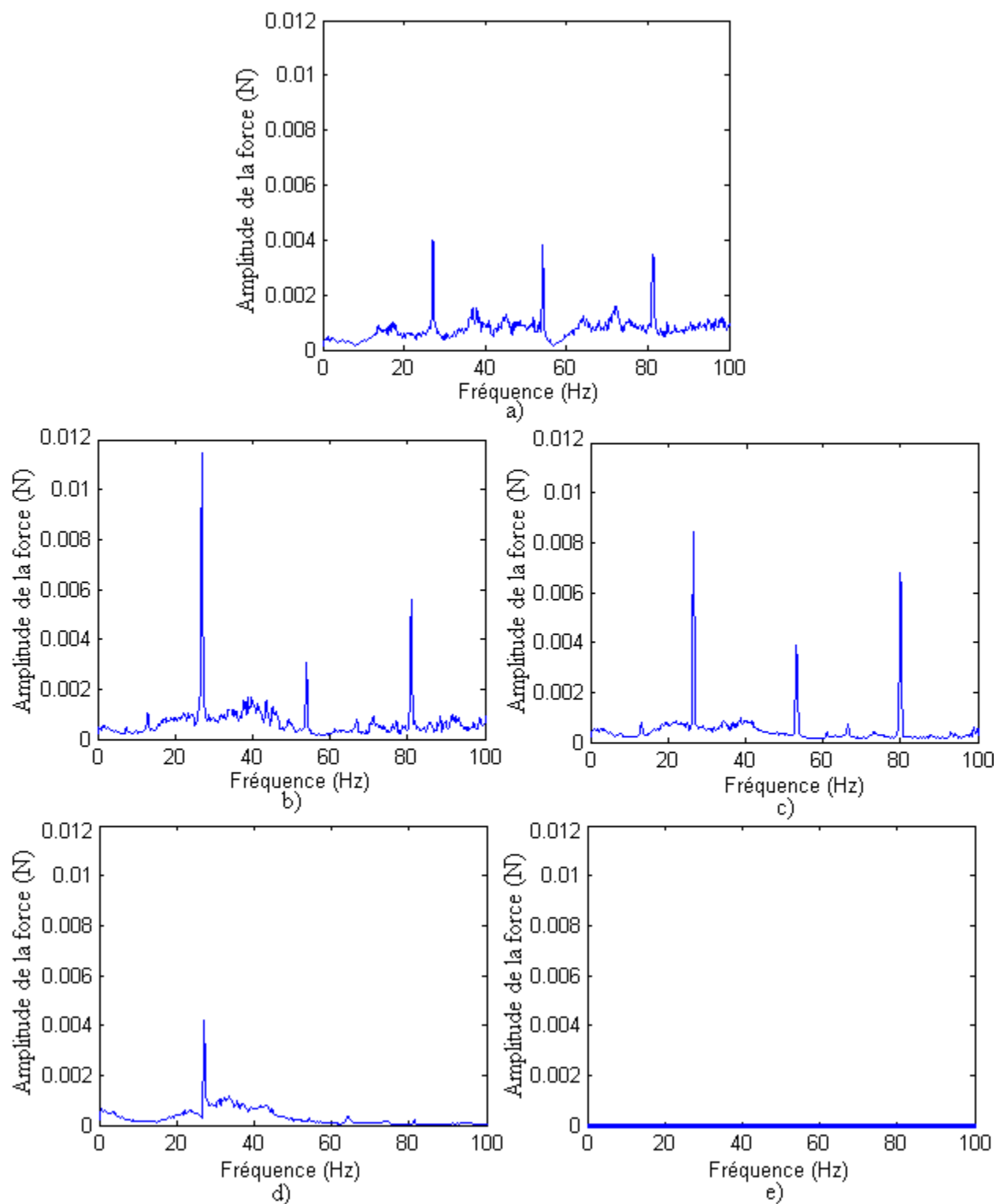


Figure 6.23- Spectres fréquentiels de la force de contact pour une excitation autour du mode 2.

Pré-charge de : a)  $0\mu\text{m}$  b)  $-50\mu\text{m}$  c)  $-150\mu\text{m}$  d)  $-250\mu\text{m}$  e)  $-500\mu\text{m}$ .



### 6.3 Récapitulation de l'analyse vibratoire

En somme, l'analyse vibratoire pour une excitation autour du mode 1 a montré que le déplacement du tube est principalement dans la direction Y, parallèle à la barre AVB, lorsque le jeu entre le tube et l'AVB est faible. En augmentant le jeu, le tube effectue un mouvement de tournoiement et l'AVB est alors inefficace. On note également une importante modulation d'amplitude dans les signaux temporels de la position du tube selon la direction Y. Le contact entre le tube et l'AVB est du glissement et des impacts pour tous les jeux. Pour de faibles jeux, le glissement est majoritaire tandis que les impacts sont plus forts pour de grands jeux. De plus, la principale fréquence excitée est celle du premier mode de vibration. La forme discontinue et de très courte durée des impacts, de l'ordre de la milliseconde, engendre l'apparition d'harmoniques de la première fréquence naturelle du tube dans les spectres de force.

Pour une excitation, toujours au premier mode, on note la présence d'impacts et de glissement lorsque la pré-charge est faible. En augmentant la pré-charge, l'AVB contraint le tube en son centre et il y a alors seulement du glissement, caractérisé par le «*stick-slip*», jusqu'à ce que la force de frottement soit assez élevée pour restreindre complètement le mouvement du tube. On note aussi la présence prédominante d'une composante spectrale à la première fréquence naturelle de 7,25Hz. La deuxième fréquence naturelle de 26,50Hz est également excitée car la pré-charge restreint le tube en son milieu et force la déformée modale du deuxième mode.

Lors d'une excitation autour du mode 2, pour des jeux plus grand que 10 $\mu$ m, le tube ne touche pas à l'AVB puisque la déformée modale possède un nœud au centre du tube. Le déplacement du tube est alors minimal à cet endroit. Cependant, lors d'une pré-charge, les déplacements du tube et les forces de contact sont plus élevés que ceux attendus. Plus la pré-charge augmente, plus la réponse du tube diminue, car le frottement restreint son mouvement. Dans les spectres, on distingue la présence de pics à 26,50Hz, 53,50Hz et 81,25Hz qui correspondent respectivement à la deuxième fréquence naturelle du tube, ainsi qu'à la deuxième et troisième harmonique du mode 2. Comme le déplacement et la force de contact n'est pas parfaitement sinusoïdal dû au comportement de «*stick-slip*», les harmoniques de la deuxième fréquence sont visibles dans les spectres. Maintenant que l'analyse de la réponse vibratoire a été effectuée, les signaux temporels de la position du tube et de la force de contact présentés dans ce chapitre serviront à calculer la puissance d'usure par frottement du tube contre l'AVB.

## CHAPITRE 7 RÉSULTATS : ANALYSE DE LA PUISSANCE D'USURE

La puissance d'usure normale est maintenant calculée à partir des signaux de force de contact et de déplacement en fonction du jeu ou de la pré-charge entre le tube et l'AVB, et ce pour chacune des forces d'excitation. Rappelons que la puissance d'usure normale est définie comme étant l'intégrale du produit de la force de contact normale et de la distance de glissement, par unité de temps, tel que formulée par l'équation 5.8.

Dans ce chapitre, la comparaison de quatre méthodes de calcul de la puissance d'usure est présentée. La puissance d'usure est d'abord calculée selon les trois approches décrites à la section 5.4, en utilisant les seuils de bruit hors-tout. L'ordre de grandeur de l'erreur encourue par la discrétisation du calcul peut ainsi être estimé et la robustesse du calcul peut être vérifiée en comparant les puissances d'usure obtenues par les trois méthodes. Les puissances d'usure de l'approche la plus conservatrice sont ensuite tracées en fonction du jeu ou de la pré-charge en utilisant les seuils de bruit RMS et hors-tous. De cette manière, il est possible d'évaluer les seuils de bruit à imposer aux signaux de force et de déplacement lors du traitement de signal. Rappelons que les seuils de bruit RMS des capteurs sont déterminés en calculant la valeur RMS d'une acquisition de bruit tandis que les seuils hors-tout sont trouvés selon les valeurs maximale et minimale du signal de bruit.

Une puissance d'usure maximale de 1mW est nécessaire pour garantir une durée de vie d'environ 30 ans des tubes de générateur de vapeur [34]. Les courbes présentées ici permettent ainsi d'estimer la pré-charge ou le jeu optimal afin de respecter cette limite, selon l'amplitude et la fréquence d'excitation.

### 7.1 Comparaison des trois approches de calcul de la puissance d'usure

Les puissances d'usure calculées à l'aide des trois approches définies à la section 5.4 sont d'abord comparées dans le but de vérifier laquelle des méthodes est la plus appropriée.

Rappelons que pour le signal de position  $y(t) = \{y_1, y_2, y_3, \dots, y_n\}$  et le signal de force  $F(t) = \{f_1, f_2, f_3, \dots, f_n\}$ , où  $n$  est le nombre de points d'acquisition contenu dans le signal, la puissance d'usure est calculée selon les trois approches de la manière suivante :

- Par l'approche 1 :

$$\dot{W}_N = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{n-1} f_i (y_{i+1} - y_i) \quad (7.1)$$

- Par l'approche 2 :

$$\dot{W}_N = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{n-1} \left( \frac{f_i + f_{i+1}}{2} \right) (y_{i+1} - y_i) \quad (7.2)$$

- Par l'approche 3 :

$$\dot{W}_N = \frac{1}{2T} \sum_{i=1}^{n-2} f_{i+1} (y_{i+2} - y_i) \quad (7.3)$$

On remarque que par l'approche 1, le dernier point de la force est négligé lors du calcul de la puissance d'usure car il n'est pas possible de calculer un déplacement «instantané» ( $y_{i+1} - y_i$ ) en phase avec le signal de force. Une erreur est donc systématiquement introduite à chaque fois que la force est multipliée avec le déplacement. Par l'approche 2, tous les points des signaux de force et de position sont utilisés dans le calcul de la puissance d'usure, la force utilisée étant la moyenne de deux points successifs. Quant à la dernière approche, elle consiste à calculer le déplacement à partir de points de position distants de deux pas. La puissance d'usure doit donc être divisée par deux car le déplacement total calculé est doublé.

Au Tableau 7.1 les calculs de puissance d'usure sont présentés selon les trois approches pour certains jeux et certaines pré-charges. Rappelons qu'un jeu négatif de -100µm entre le tube et l'AVB correspond à une pré-charge de 0,149N. De plus, les écarts relatifs des puissances d'usure des approches 2 et 3 par rapport à l'approche 1 sont calculées. Seules les puissances d'usure pour une force d'excitation d'amplitude moyenne de 0,240N autour du premier mode ont été présentées puisque les résultats sont semblables pour toutes les forces d'excitation.

Tel que vu dans le tableau, l'écart relatif de l'approche 2 par rapport à l'approche 1 est nulle pour toutes les pré-charges et est très faible pour tous les jeux. Peu importe si la puissance d'usure est calculée à l'aide de l'approche 1 ou de l'approche 2, les résultats sont donc très similaires. Cependant, en utilisant plutôt l'approche 3, l'écart relatif atteint près de 24% pour certaines pré-charges. De plus, les puissances d'usure obtenues par les approches 2 et 3 sont toujours plus faibles que celles de l'approche 1.

Tableau 7.1- Comparaison et écart relatif de la puissance d'usure calculée par les trois approches pour certains jeux et pré-charges.

Jeu ou pré-charge	Approche 1	Approche 2	Approche 3	Écart relatif	
				Approches 2 vs 1	Approches 3 vs 1
$\mu\text{m}$	mW	mW	mW	%	%
-4000	0,150	0,150	0,116	0,000	-22,326
-2000	0,055	0,055	0,043	0,000	-22,421
-1000	0,053	0,053	0,041	0,000	-23,495
-500	13,431	13,431	10,613	0,000	-20,981
-250	17,697	17,697	14,095	0,000	-20,358
0	1,433	1,432	1,336	-0,012	-6,759
250	10,543	10,539	9,774	-0,041	-7,294
500	2,217	2,215	2,065	-0,104	-6,890
1000	2,099	2,096	1,975	-0,135	-5,938
2000	1,550	1,546	1,435	-0,281	-7,444
4000	0,865	0,858	0,823	-0,739	-4,797

En somme, le calcul de la puissance d'usure par frottement est conservateur lorsque l'approche 1 est utilisée. Cela implique que la puissance d'usure est toujours plus élevée en utilisant cette approche. Les résultats restent toutefois similaires d'une approche à l'autre. En calculant une puissance d'usure plus élevée, cela permet une marge de sécurité lors de l'évaluation du jeu ou de la pré-charge à imposer entre le tube et l'AVB pour que la puissance d'usure soit inférieure à 1mW. C'est donc cette approche qui est favorisée.

## 7.2 Puissance d'usure calculée par l'approche 1 à l'aide des seuils RMS

La puissance d'usure est maintenant calculée par l'approche 1 en utilisant les seuils de bruit RMS en fonction du jeu ou de la pré-charge. Les résultats sont présentés à la Figure 7.1. Les trois figures représentent respectivement les résultats obtenus pour des forces d'excitation autour du mode 1. Rappelons que les niveaux de force d'excitation sont respectivement de 0,090N (faible amplitude), 0,240N (amplitude moyenne) et 0,531N (amplitude élevée) pour une excitation autour du mode 1 et que la déformée modale possède un ventre au milieu du tube.

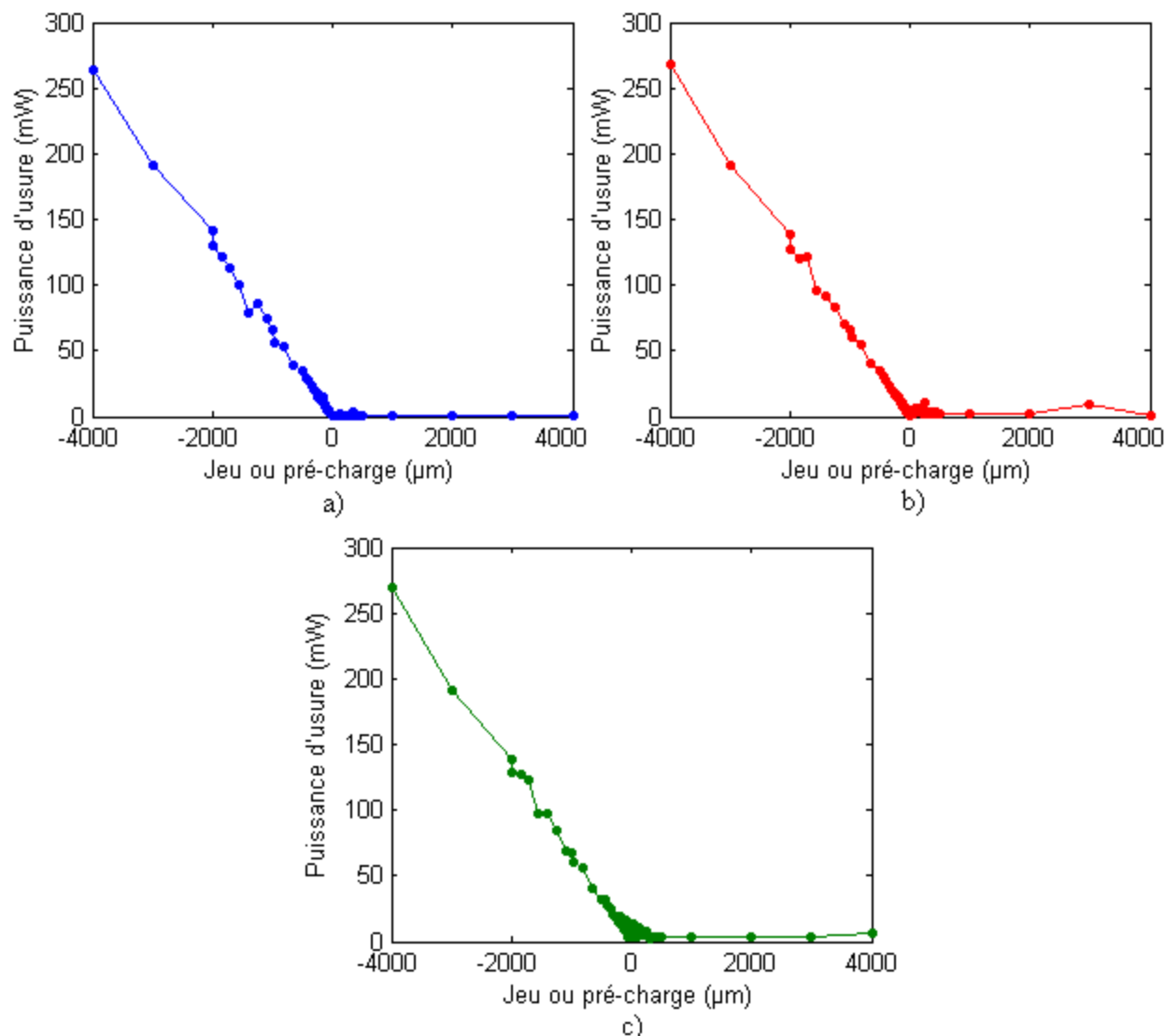


Figure 7.1- Puissance d'usure calculée à l'aide des seuils de bruit RMS en fonction du jeu ou de la pré-charge. Force d'excitation autour du mode 1 d'amplitude : a) Faible b) Moyenne c) Élevée.

Nous remarquons que les courbes de puissance d'usure montrent un comportement similaire peu importe le niveau d'amplification de la force d'excitation. La puissance d'usure augmente rapidement et linéairement avec la pré-charge et est très faible pour tous les jeux. Ce phénomène ne semble pas représenter correctement le comportement réel du tube. En effet, le frottement engendré lors d'une pré-charge devrait plutôt atténuer l'amplitude de vibration du tube et la puissance d'usure devrait conséquemment diminuer à partir d'une certaine pré-charge, pour finalement devenir nulle. Cependant, puisque les seuils de bruit RMS ont été utilisés lors du traitement de signal, une faible quantité de bruit reste toujours présente dans les signaux de force

et de position. Donc, même si le tube ne se déplace pas ou s'il n'y a pas de force de contact entre le tube et l'AVB, la puissance d'usure n'est jamais nulle. Cet effet ne semble pas être négligeable, surtout lorsqu'il y a une force statique constante entre le tube et l'AVB causée par la pré-charge. Cela explique d'ailleurs pourquoi les courbes de puissance d'usure sont presque identiques pour les trois niveaux de force d'excitation.

Pour une excitation autour du deuxième mode, les courbes de puissance d'usure n'ont pas été tracées puisqu'elles sont pratiquement identiques aux courbes de la Figure 7.1. Tout comme au premier mode, la puissance d'usure augmente linéairement avec la pré-charge et est quasi nulle pour un jeu. Encore ici, ce comportement ne représente pas la réalité puisque la puissance d'usure devrait être nulle lorsqu'il n'y a pas de mouvement relatif entre le tube et l'AVB. Afin de vérifier cette affirmation, la puissance d'usure doit être calculée en utilisant plutôt les seuils de bruit hors-tout tel que vu à la section suivante.

### **7.3 Puissance d'usure calculée par l'approche 1 à l'aide des seuils hors-tout**

La puissance d'usure est maintenant calculée par la même approche, mais en éliminant le bruit hors-tout des signaux temporels de force et de position, c'est-à-dire en fixant les seuils aux valeurs maximale et minimale du bruit. La Figure 7.2 présente la puissance d'usure en fonction du jeu ou de la pré-charge pour les trois niveaux de force d'excitation autour du premier mode.

La puissance d'usure semble augmenter linéairement pour des pré-charges correspondant à des flèches du tube de  $0\mu\text{m}$  à  $-650\mu\text{m}$ . En effet, même si le déplacement et la force dynamique sont faibles, la puissance d'usure est élevée puisqu'il y a une force statique constante, causée par la pré-charge entre le tube et la barre AVB. Pour des pré-charges plus élevées, la puissance d'usure doit, en théorie, diminuer puisque la force de frottement devient supérieure à la force d'excitation et le déplacement du tube tend vers zéro. En effet, lorsque le tube est excité avec un niveau de force faible, on remarque que la puissance d'usure diminue abruptement lorsque la pré-charge atteint  $-650\mu\text{m}$ . Pour les forces d'excitation moyenne et élevée, il est nécessaire d'atteindre une flèche de  $-800\mu\text{m}$  et  $-1100\mu\text{m}$  respectivement pour que la force de frottement soit suffisante afin d'empêcher le mouvement du tube. Les flèches maximales théoriques ont d'ailleurs été calculées lors du calcul de la pré-charge entre le tube et l'AVB à la section 4.2.3. Ces valeurs correspondaient respectivement à des flèches de  $-105,75\mu\text{m}$ ,  $-282,02\mu\text{m}$  et  $-623,97\mu\text{m}$  pour une force d'excitation faible, moyenne et élevée autour du premier mode. Le

coefficient de frottement réel entre le tube et l'AVB est donc non-linéaire et plus faible que la valeur 0,57 utilisée lors des calculs théoriques.

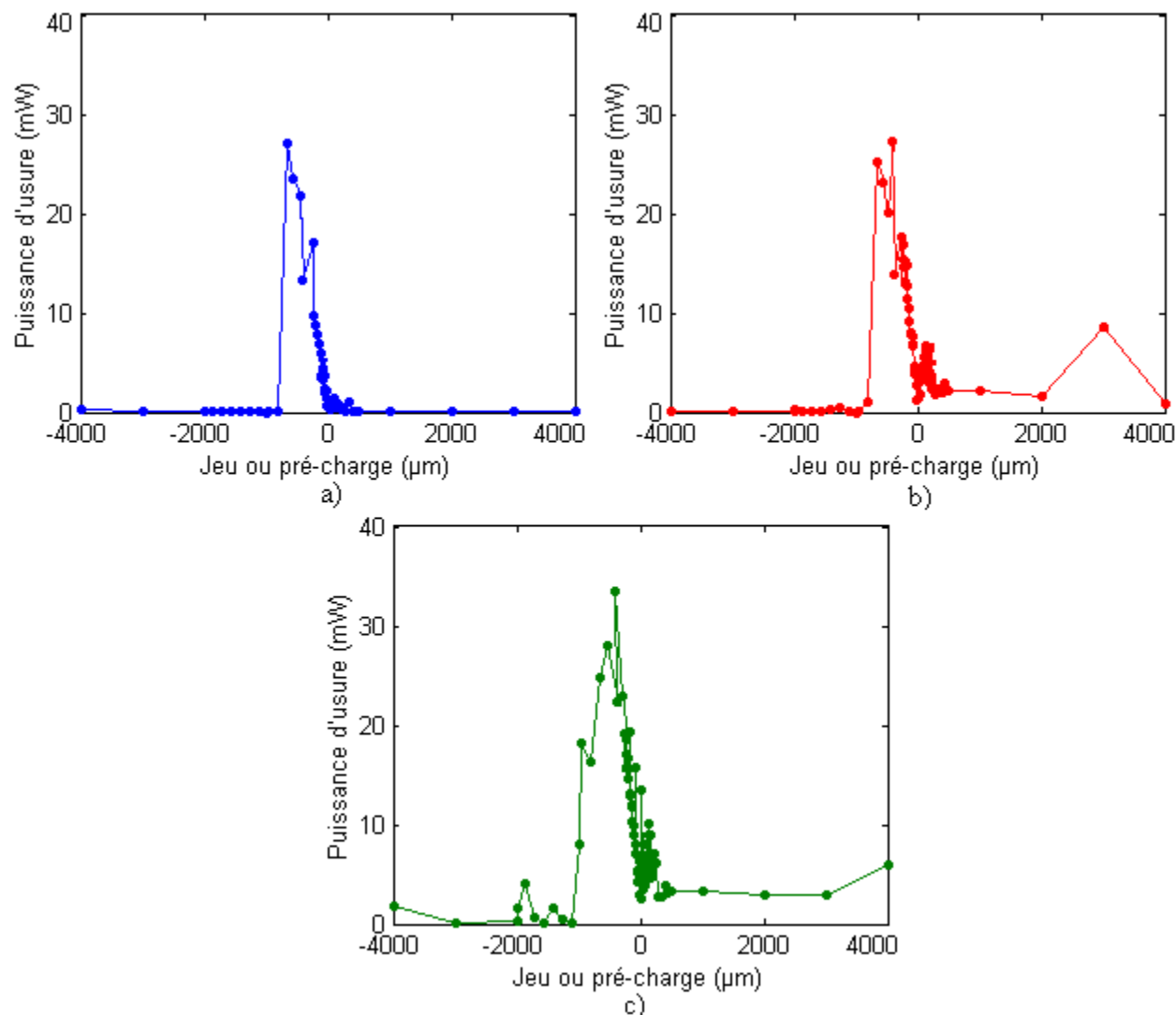


Figure 7.2- Puissance d'usure calculée par l'approche 1 en fonction du jeu ou de la pré-charge.

Force d'excitation autour du mode 1 d'amplitude : a) Faible b) Moyenne c) Élevée.

Pour des jeux supérieurs à 0  $\mu\text{m}$ , la puissance d'usure est plus constante et plus faible. Donc, même si le déplacement et la force dynamique sont plus élevés que lors d'une pré-charge, la puissance d'usure est faible puisque les contacts sont de courte durée et la force statique est nulle. Cela confirme que la pré-charge est en majeure partie responsable d'une puissance d'usure élevée. Celle-ci est inférieure à 1 mW pour un jeu supérieur à 350  $\mu\text{m}$  lors d'une faible excitation et à 4000  $\mu\text{m}$  pour une excitation moyenne, puisqu'il n'y a plus aucun contact entre le tube et l'AVB. Le support devient alors inefficace car il ne réduit plus l'amplitude de vibration du tube.

En d'autres termes, l'AVB devient complètement inutile lorsque le jeu est trop élevé. Pour une force d'excitation élevée, il aurait fallu faire des tests au-delà de  $4000\mu\text{m}$  car la puissance d'usure est toujours supérieure à  $1\text{mW}$  pour chacun des jeux. Rappelons que les tests ont été répétés à cinq reprises et que chacune des valeurs présentées dans ces graphiques correspond à la puissance d'usure moyennée sur ces cinq essais.

La Figure 7.3 présente la puissance d'usure en fonction du jeu ou de la pré-charge pour une force d'excitation autour du deuxième mode, où les niveaux d'excitation sont respectivement de  $0,027\text{N}$  (faible),  $0,055\text{N}$  (moyenne) et  $0,122\text{N}$  (élevée).

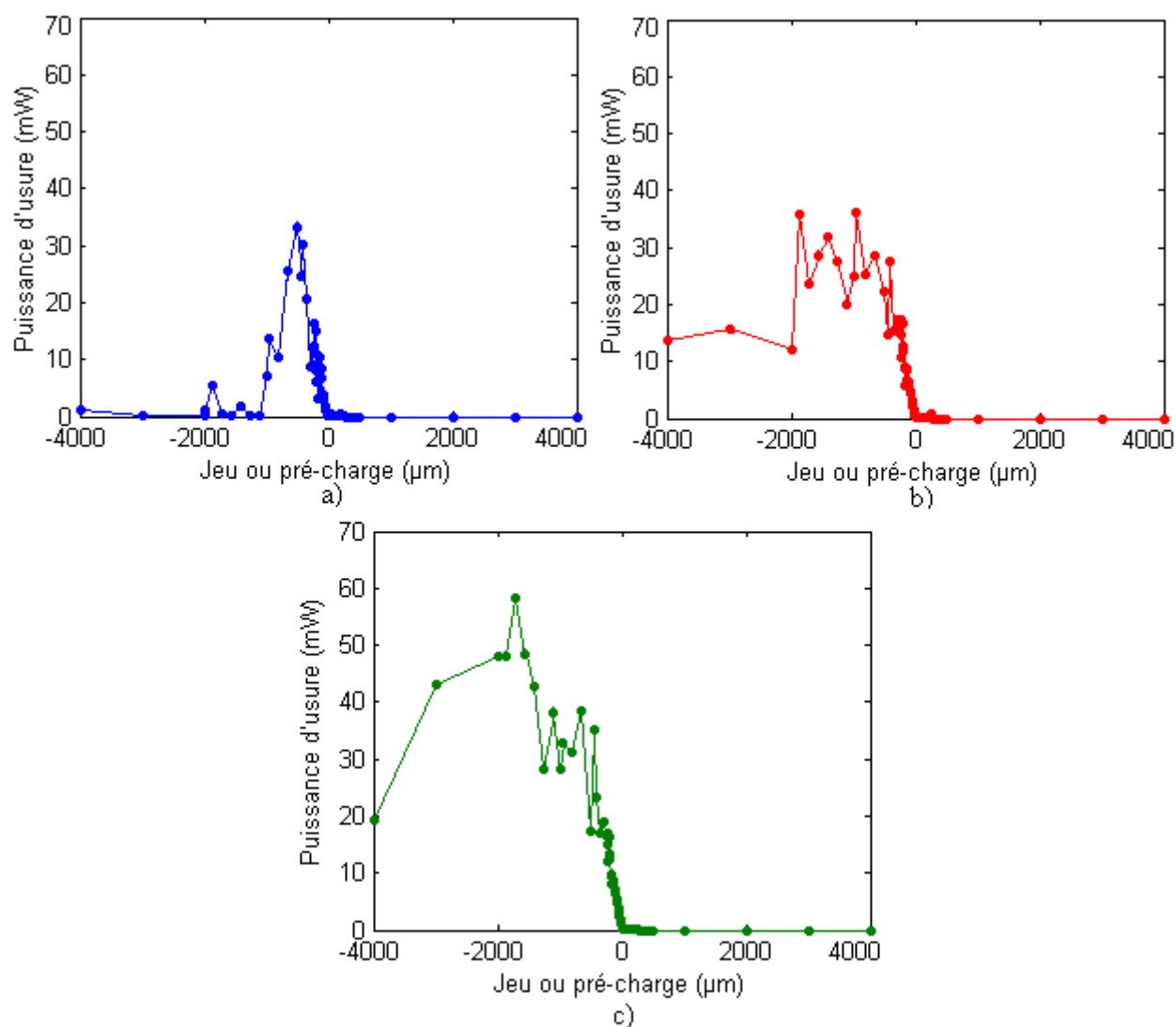


Figure 7.3- Puissance d'usure calculée par l'approche 1 en fonction du jeu ou de la pré-charge.

Force d'excitation autour du mode 2 d'amplitude : a) Faible b) Moyenne c) Élevée.



Lors d'une excitation autour du deuxième mode, puisqu'il y a un nœud au centre du tube, le déplacement est presque nul peu importe le jeu ou la pré-charge. Pour des jeux supérieurs à  $10\mu\text{m}$ , on remarque d'ailleurs que la puissance d'usure est nulle puisque les déplacements et les forces de contact mesurées au centre du tube sont très faibles. Tout comme au premier mode, la puissance d'usure augmente linéairement avec la pré-charge pour des flèches de 0 à  $-650\mu\text{m}$ . Cela reconferme donc que c'est la force statique de pré-charge qui a la plus grande influence sur la puissance d'usure. Nous observons que les puissances d'usure maximales sont plus élevées lors d'une excitation au deuxième mode (entre 35mW et 65mW) comparé à une excitation autour du premier mode (entre 25mW et 35mW). Cela est dû aux forces de contact dynamiques qui sont plus élevées lors de l'application d'une pré-charge et pour une excitation autour du deuxième mode (Figure 6.18 vs Figure 6.22). Une plus grande force de pré-charge est donc nécessaire afin de réduire significativement l'amplitude de vibration du tube. En effet, pour une excitation de faible amplitude, la puissance d'usure diminue autour d'une pré-charge correspondant à une flèche de  $-1000\mu\text{m}$ . Lorsque le tube est excité avec des forces moyenne et élevée, la puissance d'usure reste toutefois élevée pour toutes les pré-charges.

#### **7.4 Récapitulation de l'analyse de la puissance d'usure**

En somme, le calcul de la puissance d'usure par frottement est conservateur lorsque l'approche 1 est utilisée. Il est recommandé de prendre des seuils de bruit hors-tout lors du traitement des signaux des capteurs de force et de position. Autrement, une faible quantité de bruit reste toujours présente dans les signaux temporels. La puissance d'usure n'est alors jamais nulle, même si le tube ne se déplace pas ou qu'il n'y a pas de force de contact entre le tube et l'AVB. Cet effet n'est pas négligeable lorsqu'il y a une force statique due à la pré-charge entre le tube et l'AVB, car celle-ci est en majeure partie responsable d'une puissance d'usure élevée. Afin d'assurer que les supports soient efficaces et qu'ils réduisent l'amplitude de vibration des tubes, il est nécessaire d'appliquer une pré-charge élevée ou de fixer un faible jeu entre le tube et la barre AVB. Pour éviter trop d'usure par frottement, il est recommandé d'appliquer une pré-charge minimum correspondant à une flèche d'environ  $-2000\mu\text{m}$  si l'excitation aléatoire due à l'écoulement est autour de la première fréquence naturelle du tube. Si le tube vibre préférentiellement à son deuxième mode, un faible jeu de  $10\mu\text{m}$  est cependant préférable. De cette façon, nous assurons que la puissance d'usure est toujours inférieure à 1 mW.

## CHAPITRE 8 DISCUSSION ET RECOMMANDATIONS

Dans le cadre de cette étude expérimentale, un banc d'essais a permis d'analyser la réponse vibratoire d'un tube de générateur de vapeur et de calculer la puissance d'usure par frottement découlant de son interaction avec une barre AVB. Les connaissances acquises par cette étude pourront entre autre servir à améliorer les codes numériques utilisés pour simuler le comportement des tubes de générateur de vapeur et pour estimer la puissance d'usure. Cependant, en raison de la complexité du problème non-linéaire, le développement de nouveaux tests expérimentaux et une analyse plus approfondie du phénomène sont toujours requis.

Des forces d'excitation aléatoires à bande étroite ont été utilisées lors de ces tests, car cette forme d'excitation est considérée comme étant celle qui réplique au mieux l'écoulement diphasique transverse dans les générateurs de vapeur. Des excitations autour des deux premiers modes de vibration du tube seulement ont été jugées suffisantes pour entièrement caractériser le comportement vibratoire du tube. L'utilisation d'électroaimants, qui génèrent des forces locales sur le tube, a été favorisée puisque les électroaimants modifient peu la dynamique du tube. Dans l'optique de simuler des conditions d'écoulement plus représentatives de celles des générateurs de vapeur, la force d'excitation devrait être appliquée à plusieurs endroits sur le tube, ou encore de manière continue sur toute la longueur du tube. De plus, certaines études ont cherché à mesurer les forces induites par différents types d'écoulement en faisant varier la vitesse et le taux de vide du fluide. Les résultats obtenus pourraient directement être intégrés au générateur de signaux afin de simuler des conditions d'écoulement réelles.

Les résultats de cette étude ont montré l'importance de la précision de chacune des composantes du montage expérimental. Par exemple, afin de mesurer des déplacements représentatifs du mouvement réel du tube, il est nécessaire d'assurer la perpendicularité du pointeur des capteurs laser et de l'anneau à surfaces plane sur lequel se fait la lecture de position. De plus, pour éviter l'intégration d'une variable supplémentaire au problème, la tangence entre la barre AVB et la paroi du tube doit être conservée d'une acquisition de données à l'autre. Il serait toutefois intéressant de pouvoir évaluer l'effet de l'orientation de l'AVB par rapport au tube en modifiant l'angle de contact. Ce paramètre a déjà fait l'objet d'analyses lors des premiers tests effectués avec le montage précédent [2]. Cependant, l'angle de contact choisi était trop faible pour avoir une influence marquée sur le comportement vibratoire du tube et sur le calcul de la

puissance d'usure. Pour une meilleure analyse, un angle de contact plus prononcé pourrait peut-être montrer des différences notables dans les résultats.

Les capteurs laser de position utilisés dans cette étude expérimentale ont une résolution de  $8\mu\text{m}$  et un temps de réponse de  $660\mu\text{s}$ . Puisque les mesures de position au centre du tube sont très faibles et que celui-ci vibre rapidement, l'utilisation de capteurs de position plus performants est conseillée. Par exemple, des capteurs inductifs à courant de Foucault pourraient être préférables car leur résolution et leur temps de réponse peut respectivement atteindre jusqu'à  $0,1\mu\text{m}$  et  $8\mu\text{s}$ .

La puissance d'usure normale est couramment utilisée pour évaluer l'usure des tubes de générateur de vapeur. Le calcul de la puissance d'usure normale est généralement plus simple puisqu'il implique uniquement la mesure de la force normale dans la direction perpendiculaire au support. Dans le but d'améliorer les tests expérimentaux, des capteurs de force bi-axiaux pourraient être utilisés afin de mesurer les forces normales à l'AVB, ainsi que les forces de glissement parallèles à la barre. De cette manière, la puissance d'usure en cisaillement pourrait être calculée et comparée à la puissance d'usure normale.

De plus, seules les forces dynamiques sont mesurées par les capteurs de force puisque ceux-ci se déchargent lors de l'application d'une force statique. La force statique, engendrée par l'application d'une pré-charge entre le tube et l'AVB, doit donc être additionnée aux signaux de force de contact. Celle-ci a été mesurée expérimentalement pour différentes positions de l'AVB en précontrainte avec le tube. Cette approche implique inévitablement une erreur lors du calcul de la puissance d'usure. Afin d'éliminer cette problématique, des capteurs de force capables de mesurer à la fois les forces dynamiques et statiques devraient plutôt être utilisés.

Puisque la mise à zéro est effectuée manuellement en déplaçant la coulisse de translation jusqu'à ce qu'il y ait un contact entre l'AVB et la paroi du tube, cela engendre également une erreur sur la position initiale du système. À la section 4.2.2, l'erreur encourue par la mise à zéro a été évaluée à environ  $57\mu\text{m}$ , soit correspondant à une pré-charge de  $0,09\text{N}$ . Afin de réduire cette erreur, la mise à zéro de l'AVB doit être corrigée. Une méthode intéressante serait d'isoler électriquement le tube de la structure et d'y faire passer un courant électrique. Lors de la mise à zéro, une partie du courant sera alors transmis vers l'AVB, ce qui assurera un faible contact entre le tube et l'AVB. La répétabilité de la position relative entre le tube et l'AVB doit cependant être évaluée afin de déterminer l'efficacité de cette méthode.

Cette étude a également permis de constater l'importance d'un traitement de signal adéquat pour un calcul précis de la puissance d'usure par frottement. D'abord, l'effet de repliement ainsi que le bruit des capteurs ont été atténués par l'application de filtres de Butterworth. Pour une meilleure atténuation, différents ordres et types de filtres, par exemple de Bessel, de Tchebychev ou elliptique, pourraient faire l'objet d'une comparaison. De plus, les spectres fréquentiels ont été calculés par moyennage des spectres en découpant les signaux temporels en plusieurs fenêtres de même longueur. Le nombre de fenêtres a été choisi afin d'obtenir à la fois une bonne résolution en fréquence et en amplitude. Pour une meilleure résolution fréquentielle, au détriment de la résolution en amplitude, la longueur des fenêtres pourrait être agrandie. Afin de conserver une bonne résolution d'amplitude, la durée totale d'un essai ou la fréquence d'échantillonnage pourraient également être augmentées. Par contre, l'espace mémoire nécessaire pour enregistrer les signaux temporels serait également plus grande. Notons que les essais réalisés dans le cadre de la présente étude ont généré plus de 1,5 To de données brutes. Finalement, comme le meilleur compromis entre la résolution en fréquence et en amplitude est obtenu par l'utilisation d'une fenêtre Hanning, ce type de fenêtre a été privilégié lors du calcul des spectres. Puisqu'on a noté la présence d'impacts dans les signaux de force lorsqu'il y a un jeu entre le tube et l'AVB, l'utilisation d'une fenêtre rectangulaire pourrait également être intéressante dans ces conditions.

Le calcul de la puissance d'usure a été effectué à l'aide des signaux temporels de force de contact et de déplacement ayant préalablement subi un traitement de signal adéquat. Une autre méthode, mentionnée dans diverses études, emploie plutôt les données dans l'espace fréquentiel pour calculer la puissance d'usure. Cette approche aurait pu également faire l'objet d'une analyse plus approfondie de la puissance d'usure des tubes de générateurs de vapeurs.

Pour les travaux futurs, il serait intéressant de réaliser des essais avec 2 barres AVB. Comme le montage expérimental est déjà conçu pour accueillir une deuxième AVB, ces tests pourront être exécutés rapidement en modifiant facilement la procédure expérimentale et le code de traitement de signal. De plus, il pourrait être profitable d'étudier l'effet d'une lubrification du contact sur la puissance d'usure en appliquant divers lubrifiants sur la surface de contact entre le tube et l'AVB. Finalement, différentes géométries du tube, notamment un changement de longueur, pourraient faire l'objet d'une nouvelle étude. Cela engendrerait cependant des modifications importantes des fréquences naturelles du tube, des amplitudes de forces

d'excitation, des déplacements et des forces de contact entre le tube et l'AVB. Une révision de l'instrumentation du montage expérimental et de toute la chaîne de mesure sera alors requise.

Plusieurs difficultés ont été rencontrées durant les deux années qu'a duré ce projet. Plus de 800 heures de tests expérimentaux ont été compilées afin de parvenir à comprendre le comportement du tube en interaction avec l'AVB et à mesurer des puissances d'usure précises. Cela inclut non seulement les tests menant directement aux figures présentées aux chapitres 6 et 7, mais aussi la multitude d'essais préliminaires requis pour développer la procédure adéquate de mesure et d'analyse. Initialement, afin de ne pas perturber le contact entre le tube et l'AVB, les capteurs laser mesuraient la position du tube à une distance de 0,16m de son centre. La mesure de position devait donc être corrigée en fonction du mode de flexion auquel vibrerait le tube. Cependant, puisque le contact entre le tube et l'AVB engendre l'excitation de plusieurs modes de vibration à la fois, ayant chacun des contributions différentes, la correction sur la position était complètement faussée. Conséquemment, le calcul de la puissance d'usure était très imprécis. De plus, aucun traitement du bruit n'était appliqué aux signaux de force et de position. Seul un traitement de signal élémentaire était effectué par l'analyseur fréquentiel OROS. En d'autres termes, la puissance d'usure était calculée à partir des signaux bruts de force et de position. Les résultats montraient donc un désaccord flagrant avec la réalité. Plusieurs essais ont dû être réalisés avant d'identifier qu'il était primordial d'éliminer le bruit et d'appliquer un traitement rigoureux aux signaux. De plus, le bruit mécanique externe, provenant de la vibration de la structure sur laquelle le montage est fixé, était complètement négligé. Les spectres de forces présentaient de grandes amplitudes aux fréquences de 34,40Hz, 40,60Hz et 125,40Hz qui étaient difficilement interprétables. Plusieurs essais ont donc été réalisés afin d'évaluer l'importance de la vibration de la structure et d'établir la nécessité de l'éliminer des signaux. Au départ, la force de pré-charge n'était pas incluse dans le calcul de la puissance d'usure puisque la documentation des capteurs de force laissait croire que ceux-ci mesuraient à la fois la force dynamique et statique entre le tube et l'AVB. La puissance d'usure calculée pour les pré-charges était donc beaucoup plus faible et il était impossible de constater l'importante contribution de la pré-charge dans le calcul. Finalement, une multitude d'erreurs de manipulation ont été commises, qui ont parfois retardé l'avancement du projet. Ces erreurs de parcours ont toutefois permis de saisir toute la complexité de l'exploitation des résultats que peut engendrer une étude expérimentale de cette envergure.

## CONCLUSION

L'objectif principal du projet était d'étudier le comportement vibratoire d'un tube en interaction avec une barre AVB à l'aide d'un banc d'essais répliquant la configuration tube/support telle que rencontrée dans les générateurs de vapeur de réacteurs nucléaires. Ce montage devait entre autres permettre l'analyse de la réponse vibratoire du tube et le calcul de la puissance d'usure par frottement avec précision.

Pour modéliser le problème, un tube droit d'une longueur de 2 travées, simplement supporté à ses deux extrémités, ainsi qu'une barre AVB située au centre du tube ont été utilisés. Le montage a été instrumenté de capteurs de force et de capteurs laser de position pour mesurer respectivement la force de contact entre le tube et l'AVB et le déplacement du tube en son centre. Le tube a été excité à l'aide d'électroaimants qui simulent l'écoulement diphasique transverse en générant des forces aléatoires à bande étroite de diverses amplitudes et fréquences. De plus, le jeu entre le tube et la barre AVB a été fixé à différentes valeurs d'un essai à l'autre avec une précision de 1 $\mu$ m. Les signaux temporels de force et de déplacement ont ensuite été utilisés pour calculer la puissance d'usure.

Les forces d'excitation aléatoire ont été appliquées dans une bande de 10Hz autour des deux premiers modes de vibration du tube, soit à 7,25Hz et 26,50Hz. Les amplitudes d'excitation ont été déterminées par la méthode de la densité spectrale de puissance, qui permet de calculer les forces induites par l'écoulement diphasique transverse dans les générateurs de vapeur. Trois amplitudes d'excitation ont été choisies pour que les déplacements RMS au centre du tube ne dépassent pas 3,79mm lors d'une excitation autour du premier mode. En d'autres termes, ce déplacement représente l'amplitude d'oscillation maximale pouvant être atteinte à l'intérieur d'un générateur de vapeur selon la littérature.

Les signaux temporels de position au centre du tube et de force de contact ont été obtenus en fonction du jeu ou de la pré-charge entre le tube et l'AVB. Chaque acquisition de données a été effectuée sur une durée de 100 secondes et avec une fréquence d'échantillonnage de 32 768Hz à l'aide de l'analyseur fréquentiel OROS et du logiciel NVGate.

Les signaux temporels ont ensuite été traités sous Matlab. L'effet des fréquences de repliement a d'abord été éliminé à l'aide d'un filtre passe-bas et le bruit des capteurs a été atténué

par un filtre coupe-bande de Butterworth. Le bruit a également été éliminé en posant des seuils sur le bruit des capteurs de force et de position. Les spectres fréquentiels ont ensuite été obtenus en calculant la transformée de Fourier des signaux temporels ayant préalablement subi un fenêtrage de type Hanning, un chevauchement des fenêtres de 75% et un moyennage linéaire des spectres. Finalement, une fois les signaux traités, la puissance d'usure a été calculée selon trois approches différentes afin d'évaluer l'ordre de grandeur encouru par la discrétisation et de vérifier la robustesse du calcul.

L'analyse de la réponse vibratoire a été effectuée en inspectant d'abord les figures de Lissajous, les signaux temporels ainsi que les spectres de la position au centre du tube pour une excitation autour des deux premiers modes. Les résultats ont montré des comportements très distincts selon la fréquence de la force d'excitation et selon que le tube est en pré-charge ou non avec l'AVB. De plus, l'interaction entre le tube et l'AVB a été analysé à l'aide des signaux et des spectres de la force de contact. D'une part, pour une excitation autour du mode 1, où la déformée modale présente un ventre à la moitié du tube, le contact se fait par impacts et glissement combinés lorsqu'il y a un jeu entre le tube et l'AVB. Lors d'une grande pré-charge, le contact se fait seulement par glissement car le tube est précontraint par la barre AVB. D'autre part, pour une excitation autour du deuxième mode avec un jeu, il n'y a aucune force de contact entre le tube et l'AVB car la déformée modale possède au nœud en son centre. Lorsqu'une pré-charge est appliquée, la force de contact est cependant plus élevée que lors d'une excitation au premier mode.

Les calculs de la puissance d'usure en fonction du jeu et de la pré-charge ont montré des courbes similaires pour une excitation autour des deux premiers modes de vibration. Dans les deux cas, la puissance d'usure est faible pour un jeu, tandis qu'elle est élevée lors de l'application d'une pré-charge. En effet, puisqu'il y a une force statique constante entre le tube et l'AVB lors d'une pré-charge, la puissance d'usure est élevée même si le déplacement est faible. Toutefois, à partir d'une certaine pré-charge, dont la valeur dépend de l'amplitude d'excitation, la force statique est assez élevée pour que le frottement empêche l'oscillation du tube. En conséquence, la puissance d'usure devient alors nulle. Afin d'assurer que les supports soient efficaces et que l'usure par frottement soit réduite, une pré-charge élevée est recommandée si l'excitation due à l'écoulement est autour du premier mode, tandis qu'un faible jeu est conseillé pour une excitation autour du deuxième mode. Afin de respecter la durée de vie d'environ 30 ans des tubes de

générateur de vapeur, il est recommandé d'appliquer une pré-charge minimum de 3N correspondant à une flèche du tube d'environ -2000 $\mu$ m. De plus, les puissances d'usure obtenues par les 3 différentes approches ont montré la robustesse du calcul puisque les résultats sont relativement similaires d'une méthode à l'autre. L'utilisation des seuils de bruit hors-tout est cependant privilégiée pour éliminer le bruit des signaux temporels

En somme, ce projet a permis d'évaluer l'efficacité des barres AVB quant à la réponse vibratoire et quant à l'usure par frottement des tubes de générateurs de vapeur de réacteurs nucléaires. Aucune recherche aussi systématique, aussi complète et aussi précise n'avait été réalisée à ce sujet auparavant. Cette étude a nettement prouvé l'amélioration du montage et de la procédure expérimentale. De plus, il a été démontré qu'un traitement de signal approprié doit inévitablement être effectué pour calculer la puissance d'usure par frottement avec précision. Malgré ces améliorations, plusieurs variables restent encore à être analysées. Quelques recommandations ont d'ailleurs été évoquées dans le but de faire progresser la recherche dans le domaine. En espérant que ces recommandations seront profitables aux éventuelles études en interaction fluide-structure.



## BIBLIOGRAPHIE

- [1] *Candu Reactor* (2009, 19 Juin). Sur le site *Wikipedia.org*. Consulté le 2012, 11 mars.  
[http://en.wikipedia.org/wiki/CANDU\\_reactor](http://en.wikipedia.org/wiki/CANDU_reactor)
- [2] Nowlan, I. (2008). *Étude expérimentale du comportement vibratoire d'un tube de générateur de vapeur en interaction avec une barre plate*, Masters Thesis (École Polytechnique de Montréal), 136p.
- [3] Pettigrew, M. J., Tromp, J. H., & Mastorakos, J. (1985). Vibration of Tube Bundles Subjected to Two-Phase Cross-Flow. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 107, 335-343.
- [4] Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., & Kim, B. S. (1989). Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 1-Hydrodynamic Mass and Damping. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 111, 466-477.
- [5] Pettigrew, M. J., Tromp, J. H., Taylor, C. E., & Kim, B. S. (1989). Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 2-Fluid-Elastic Instability. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 111, 478-487.
- [6] Taylor, C. E., Currie, I. G., Pettigrew, M. J., & Kim, B. S. (1989). Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 3-Turbulence-Induced Excitation. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 111, 488-500.
- [7] Pettigrew, M. J., & Taylor, C. E. (1994). Two-Phase Flow-Induced Vibration: An Overview. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 116, 233-253.
- [8] Pettigrew, M. J., & Taylor, C. E. (2003). Vibration Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchangers: An Overview-Part 1: Flow, Damping, Fluidelastic Instability. *Journal of Fluid and Structures*, 18, 469-483.
- [9] Pettigrew, M. J., & Taylor, C. E. (2003). Vibration Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchangers: An Overview-Part 2: Vibration Response, Fretting-Wear, Guidelines. *Journal of Fluid and Structures*, 18, 485-500.

- [10] Janzen, V. P., Hagberg, E. G., Pettigrew, M. J., & Taylor, C. E. (2005). Fluidelastic Instability and Work-Rate Measurements of Steam-Generator U-Tubes in Air-Water Cross-Flow. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 127, 84-91.
- [11] Fisher, N. J., Olesen, M. J., Rogers, R. J., & Ko, P. L. (1989). Simulation of Tube-to-Support Dynamic Interaction in Heat Exchange Equipment. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 111, 378-384.
- [12] Hassan, M. A., & Rogers, R. J. (2005). Friction Modelling of Preloaded Tube Contact Dynamics. *Nuclear Engineering and Design*, 235, 2349-2357.
- [13] Hassan, M. A. (2006). Simulation of Fluidelastic Vibrations of Heat Exchanger Tubes with Loose Supports. *ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, 621-631.
- [14] Hassan, M., & Hayder, M. (2008). Modeling of Fluidelastic Vibrations of Heat Exchanger Tubes with Loose Supports. *Nuclear Engineering and Design*, 238, 2507-2520.
- [15] P. L. Ko. (1979). Experimental Studies of Tube Fretting in Steam Generators and Heat Exchangers, *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 101, 125-134.
- [16] Gorman, D. J. (1975). *Free Vibration Analysis of Beams and Shafts*, 1<sup>st</sup> ed., New York; Toronto: John Wiley & Sons, 386p.
- [17] Breads, C. F. (1996). *Structural Vibration: Analysis and Damping*, 1<sup>st</sup> ed., London: New York: Arnold; Halsted Press, 276p.
- [18] Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Jong, J. H., & Currie, I. G. (1995). Vibration of a Tube Bundle in Two-Phase Freon Cross Flow. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 117, 321-329.
- [19] Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Janzen, V. P., & Whan, T. (2002). Vibration Behavior of Rotated Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flows. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 124, 144-153.

- [20] Pettigrew, M. J., & Taylor, C. E. (1991). Fluidelastic Instability of Heat Exchanger Tube Bundles: Review and Design Recommendations. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 113, 242-256.
- [21] Pettigrew, M. J., & Gorman, D. J. (1981). Vibration of Heat Exchanger Tube Bundles in Liquid and Two-Phase Cross-Flow. *ASME Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference*, 52, 89-110.
- [22] Taylor, C. E., & Pettigrew, M. J. (2000). Random Excitation Forces in Heat Exchanger Tube Bundles. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 122, 509-514.
- [23] Axisa, F., Antunes, J., & Villard, B. (1990). Random Excitation of Heat Exchanger Tubes by Cross-Flows. *Journal of Fluid and Structures*, 4, 321-341.
- [24] Taylor, C. E., Pettigrew, M. J., & Currie, I. G. (1996). Random Excitation Forces Acting on Tube Bundles Subjected to Two-Phase Cross Flow. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 118, 265-277.
- [25] Pettigrew, M. J., Goyder, H. G. D., Qiao, Z. L., & Axisa, F. (1986). Damping of Multispan Heat Exchanger Tubes, Part 1: In Gases. *ASME Symposium on Special Topics of Structural Vibration*, 104, 81-88.
- [26] Pettigrew, M. J., & Taylor, C. E. (1997). Damping of Heat Exchanger Tubes in Two-Phase Flow. *ASME Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on FSI, AE & FIV+N*, 53, 407-418.
- [27] Goyder, H. G. D., & Teh, C. E. (1989). A Study of the Impact Dynamics of Loosely Supported Heat Exchanger Tubes. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 111, 394-401.
- [28] Kim, H. K., & Lee, Y. Z. (2005). Characteristic of Slipping Behaviour in Vibratory Wear of a Supported Tube. *Wear*, 259, 337-348.
- [29] Stachowiak, G. W. (2005). *Engineering Tribology*, 3<sup>rd</sup> ed., Amsterdam; Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 801p.

- [30] Ko, P. L., Knowles, G., & Taponat, M.-C. (1997). Friction Characteristics and the Wear Process of Metal Pairs in Sliding Contacts-With Applications to Modelling Wear of Power Plant Components. *Wear*, 213, 148-158.
- [31] Park, C. Y., & Lee, J. K. (2006). Wear Scar Progression of Impact-Fretting at Elevated Temperature for Steam Generator Tubes in Nuclear Power Plants. *Key Engineering Materials*, 326, 1251-1254.
- [32] Frick, T. M., Sobek, T. E., & Reavis, J. R. (1984). Overview on the Development and Implementation of Methodologies to Compute Vibration and Wear of Steam Generator Tubes. *ASME Symposium on Flow-Induced Vibrations*, 3, 149-161.
- [33] Fisher, N. J., Chow, A. B., & Weckwerth, M. K. (1995). Experimental Fretting-Wear Studies of Steam Generator Materials. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 117, 312-320.
- [34] Yetisir, M., & Fisher, N. J. (1997). Prediction of Pressure Tube Fretting-Wear Damage Due to Fuel Vibration, *Nuclear Engineering and Design*, 176, 261-271.
- [35] Archard, J. F. (1953). Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, 24, 981-988.
- [36] Ko, P. L., Taponat, M.-C., & Zbinden, M. (1996). Wear Studies of Materials for Tubes and Antivibration Bars in Nuclear Steam Generators. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 118, 287-300.
- [37] Guérout, F. M., & Fisher, N. J. (1999). Steam Generator Fretting-Wear Damage: A Summary of Recent Findings. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 121, 304-310.
- [38] Rogers, R. J., & Pick, R. J. (1977). Factors Associated with Support Plate Forces due to Heat Exchanger Tube Vibratory Contact. *Nuclear Engineering and Design*, 44, 247-253.
- [39] Sauve, R. G., & Teper. (1987). Impact Simulation of Process Equipment Tubes and Supports Plates- A Numerical Algorithm. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 109, 70-79.

- [40] Payen, T., Villard, B., & Jaladeen S. (1995). Experimental Validation of Tube to Support Impact Computations in Cross-Flow. *Proceedings of 5th International Conference on Flow-Induced Vibrations*, 349-368.
- [41] Yetisir, M., McKerrow, E., & Pettigrew, M. J. (1998). Fretting Wear Damage of Heat Exchanger Tubes: A Proposed Damage Criterion Based on Tube Vibration Response. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 120, 297-305.
- [42] Yetisir, M., & Pettigrew, M. J. (1999). Simple Approach to Estimate Heat Exchanger Tube Fretting-Wear: Application to U-bend Tubes. *Flow-Induced Vibration*, 389, 273-282.
- [43] Yetisir, M., & Pettigrew, M. J. (2001). A Simple Approach to Estimate Fretting-Wear Damage in Heat Exchanger Tubes: Verification and Validation. *Flow-Induced Vibration*, 420, 27-33.
- [44] Janzen, V. P., Smith, B. A. W., Brunet, L., Fernando, S., & Fingas, D. (2003). Improved Flow-Induced Vibration and Work-Rate Measurements of Steam-Generator Tubes. *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 49-59.
- [45] Kim, H. K., & Lee, Y. Z. (2001). Experimental Investigation on Sliding and Fretting Wear of Steam Generator Tube Materials. *Wear*, 250, 673-680.
- [46] Lim, M. K, Oh, S. D., & Lee, Y. Z. (2003). Friction and Wear of Inconel 690 and Inconel 600 for Steam Generator Tube in Temperature Room. *Nuclear Engineering and Design*, 226, 97-105.
- [47] *Filtre de Butterworth* (2007, 5 Oct.). Sur le site *Wikipedia.org*. Consulté le 2012, 11 mars. [http://fr.wikipedia.org/wiki/Filtre\\_de\\_Butterworth](http://fr.wikipedia.org/wiki/Filtre_de_Butterworth)
- [48] Oppenheim, A. V., & Schafer, R. W. (1998). *Discrete-Time Signal Processing*, 2<sup>nd</sup> ed., New Jersey: Prentice-Hall Inc., 870p.
- [49] Randall, R. B. (1987). *Frequency Analysis*, 3<sup>rd</sup> ed., Denmark: Bruel & Kjaer, 344p.

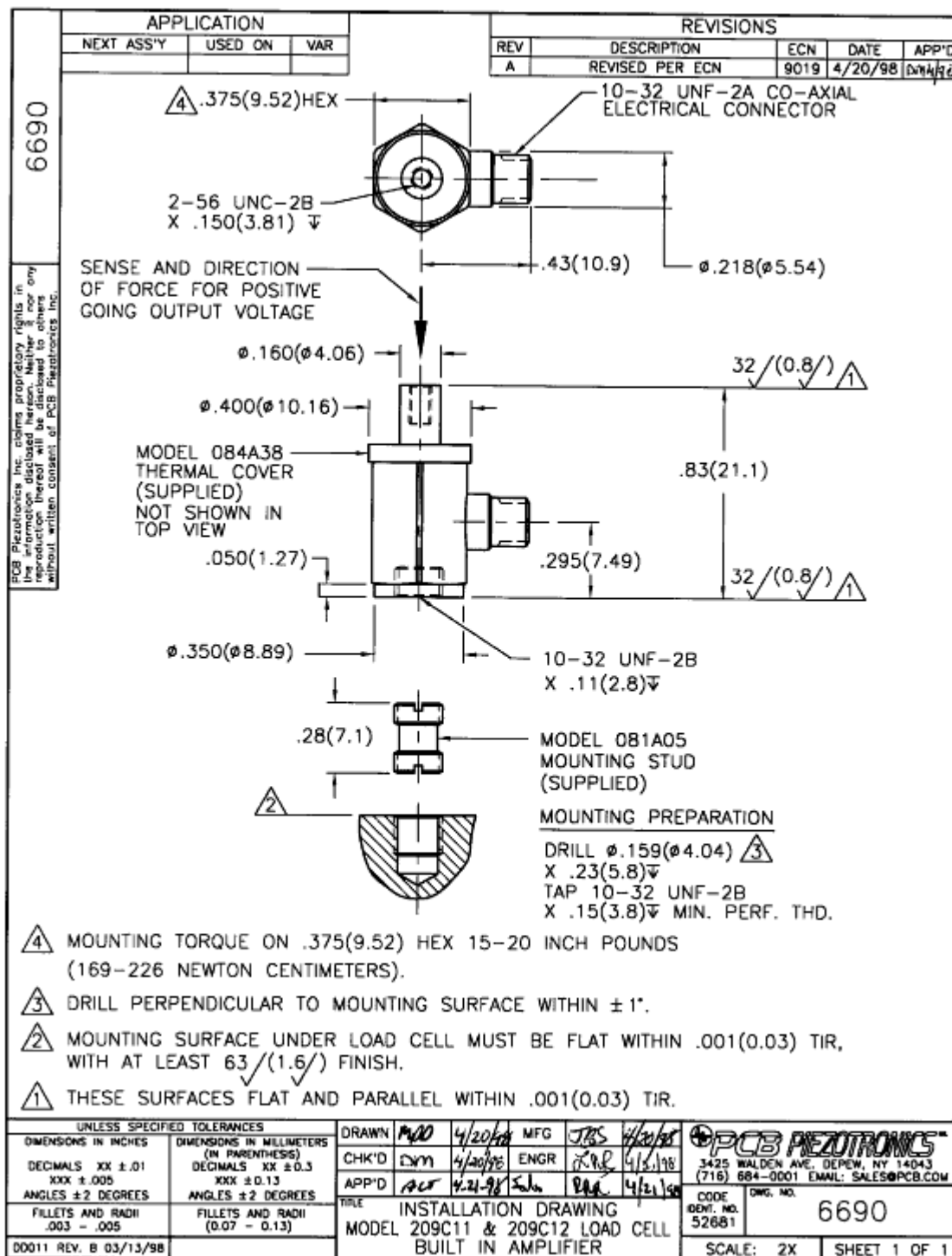
- [50] *Échantillonnage (signal)* (2011, 17 Déc.). Sur le site *Wikipedia.org*. Consulté le 2012, 11 mars.  
[http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89chantillonnage\\_\(signal\)](http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89chantillonnage_(signal))
- [51] *Window function* (2012, 29 Fév.). Sur le site *Wikipedia.org*. Consulté le 2012, 11 mars.  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Window\\_function](http://en.wikipedia.org/wiki/Window_function)

# **ANNEXE I VALEURS PROPRES : POUTRE SUPPORTÉE PAR DES RESSORTS**


R	Mode				
	1	2	3	4	5
	T = 0.10				
0.01	0.668464	0.956995	4.735993	7.856163	10.997575
0.10	0.668473	1.309211	4.771548	7.878716	11.013751
1.00	0.668539	2.110991	5.050215	8.073408	11.159847
10.00	0.668655	2.891977	5.839931	8.830518	11.853961
100.00	0.668689	3.114298	6.223295	9.335775	12.449364
1000.00	0.668694	3.141694	6.277334	9.415527	12.553946
	T=1.00				
0.01	1.184305	1.579241	4.752892	7.859877	10.998928
0.10	1.184479	1.696265	4.787949	7.882388	11.015097
1.00	1.185645	2.233310	5.063136	8.076710	11.161117
10.00	1.187696	2.933358	5.846051	8.832472	11.854824
100.00	1.188301	3.144179	6.227220	9.336969	12.449880
1000.00	1.188374	3.170358	6.280993	9.416615	12.554406
	T=10				
0.01	2.032659	2.768866	4.916849	7.897181	11.012509
0.10	2.035385	2.788458	4.947253	7.919256	11.028597
1.00	2.054026	2.933271	5.189702	8.109836	11.173850
10.00	2.088258	3.270873	5.906928	8.852036	11.863475
100.00	2.098730	3.403000	6.266457	9.348932	12.455050
1000.00	2.099997	3.420269	6.317602	9.427513	12.559013
	T=100				
0.01	2.878769	4.663787	6.077217	8.277362	11.152463
0.10	2.896360	4.663806	6.086466	8.284714	11.167635
1.00	3.029676	4.663961	6.165789	8.445450	11.304408
10.00	3.361188	4.664462	6.462484	9.049539	11.951128
100.00	3.497751	4.664729	6.648886	9.470611	12.507389
1000.00	3.515830	4.664770	6.677590	9.538559	12.605675

# ANNEXE II FICHES TECHNIQUES DE L'INSTRUMENTATION

## iv.i Capteur de force





Model Number <b>209C11</b>		<b>ICP® FORCE SENSOR</b>		Revision: E ECN #: 25168		
<b>Performance</b> Sensitivity ( $\pm 15\%$ ) Measurement Range (Compression) Measurement Range (Tension) Maximum Static Force (Compression) Maximum Static Force (Tension) Broadband Resolution (1 to 10,000 Hz) Low Frequency Response ( $\pm 5\%$ ) Upper Frequency Limit <b>Environmental</b> Temperature Range Temperature Coefficient of Sensitivity <b>Electrical</b> Discharge Time Constant (at room temp) Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Spectral Noise (1 Hz) Spectral Noise (10 Hz) Spectral Noise (100 Hz) Spectral Noise (1 kHz) Output Polarity (Compression)		<b>ENGLISH</b> 2200 mV/lb 2.2 lb 1.0 lb 11 lb 1.0 lb 0.00002 lb-rms 0.5 Hz 30 kHz -65 to +250 °F $\leq 0.05\%/^{\circ}\text{F}$ $\geq 1$ sec 18 to 30 VDC 2 to 20 mA $\leq 100\ \text{ohm}$ 8 to 12 VDC 0.0000044 lb/√Hz 0.0000005 lb/√Hz 0.0000001 lb/√Hz 0.0000000 lb/√Hz Positive		<b>SI</b> 494,604 mV/kN 0.00979 kN 0.00445 kN 0.0489 kN 0.00445 kN 0.00009 N-rms 0.5 Hz 30 kHz -54 to +121 °C $\leq 0.09\%/^{\circ}\text{C}$ $\geq 1$ sec 18 to 30 VDC 2 to 20 mA $\leq 100\ \text{ohm}$ 8 to 12 VDC 0.0000197 N/√Hz 0.0000021 N/√Hz 0.0000006 N/√Hz 0.0000002 N/√Hz Positive		[1] [1] [1] [1]
<b>Physical</b> Stiffness Size (Hex x Height) Weight Housing Material Sealing Electrical Connector Electrical Connection Position Mounting Thread Mounting Torque (Recommended)		2 lb/μin 0.375 in x 0.83 in 0.29 oz Stainless Steel Hermetic 10-32 Coaxial Jack Side 10-32 Female 15 to 20		0.35 kN/μm 9.53 mm x 21.08 mm 8.2 gm Stainless Steel Hermetic 10-32 Coaxial Jack Side No Metric Equivalent 169 to 226		[1] [1]
<b>OPTIONAL VERSIONS</b> Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. <b>M</b> - Metric Mount Supplied Accessory: Model M081A05 Mounting Stud 10-32 to M6 x 0.75 x 0.27" long BeCu (H900), no shoulder (1) <b>N</b> - Negative Output Polarity Output Polarity (Compression) Negative <b>W</b> - Water Resistant Cable Electrical Connector Sealed Cable Electrical Connection Position Side						
<b>NOTES:</b> [1] Typical. [2] Calculated from discharge time constant. [3] Estimated using rigid body dynamics calculations. [4] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.						
<b>SUPPLIED ACCESSORIES:</b> Model 081A05 Mounting stud, 10-32 to 10-32 x 0.27" long, BeCu (H900), no shoulder (1) Model 084A38 Thermal boot (for Series 209) (1)						
Entered: <b>BJS</b>		Engineer: <b>AMB</b>		Sales: <b>RJM</b>	Approved: <b>AM</b>	
Date: <b>10/23/06</b>		Date: <b>10/23/06</b>		Date: <b>10/23/06</b>	Spec Number: <b>8891</b>	
 <b>PCB PIEZOTRONICS<sup>™</sup></b> <b>FORCE / TORQUE DIVISION</b> 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043 Phone: 716-684-0001 Fax: 716-684-8877 E-Mail: force@pcb.com						

**CE**  
[4]

All specifications are at room temperature unless otherwise specified.  
 In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.  
 ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.

## ii.ii Capteur laser de position

### Capteur réflex

pour application de mesure

# CP08MHT80

## LASER

Référence



- Fonction Zoom
- Haute définition  $8 \mu\text{m}$  (Resolution-Mode)
- Linéarité 0,1 % (Resolution-Mode)
- Mesure Indépendant de l'état de surface, de la couleur et de la luminosité
- Temps de réponse  $< 660 \mu\text{s}$  (Speed-Mode)

Ce capteur fonctionne au moyen d'un capteur CMOS haute résolution et de la technologie DSP. Il élimine les dérives dues aux différences de luminosité, couleurs et états de surface.

La sortie analogique est configurable pour la tension en 0...10 V ou 10...0 V et pour le courant en 4...20 mA ou 20 ...4 mA.

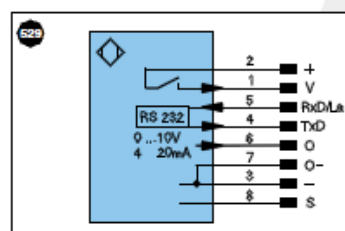
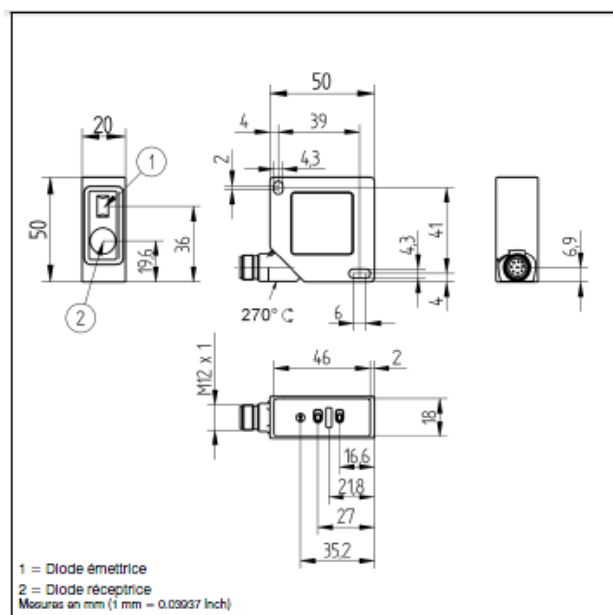


# wenglor®

### Données techniques

Caractéristiques optiques	
Plage de travail	30...80 mm
Plage de mesure	50 mm
Résolution	$< 8 \mu\text{m}$
Résolution (Speed-Mode)	$< 12 \mu\text{m}$
Linéarité	0,1 %
Linéarité (Speed-Mode)	0,2 %
Type de lumière	Laser (rouge)
Longueur d'onde	680 nm
Durée de vie ( $T_u = +25^\circ\text{C}$ )	100000 h
Classe laser (EN 60825-1)	2
Ambiance lumineuse max.	10000 Lux
Diamètre du spot lumineux	Voir tableau 1
Caractéristiques électroniques	
Tension d'alimentation	18...30 VDC
Consommation ( $U_b = 24 \text{ V}$ )	$< 80 \text{ mA}$
Taux de mesure	1500 /s
Taux de mesure (Resolution-Mode)	600 /s
Temps de réponse	$< 660 \mu\text{s}$
Temps de réponse (Resolution Mode)	$< 1660 \mu\text{s}$
Dérive en température	$< 5 \mu\text{m/K}$
Température d'utilisation	-25...50 °C
Sortie analogique	0...10 V
Courant de charge pour sortie tension	$< 1 \text{ mA}$
Sortie analogique	4...20 mA
Résistance de charge sortie courant	$< 500 \text{ Ohm}$
Interface	RS-232
Vitesse de transmission	38400 Bd
Classe de protection	III
Caractéristiques mécaniques	
Mode de réglage	Apprentissage
Matière du boîtier	Plastique
Degré de protection	IP67
Mode de raccordement	M12 x 1; 8-pôles
Sortie défaut	●
Sortie analogique	●
Interface RS-232	●
Schéma de raccordement N°	130
Panneau de commande N°	P 7
Référence connectique appropriée	80
Fixation appropriée	100





## Légende

+	Tension d'alimentation +	U	Entrée test	PE	Power over Ethernet
-	Tension d'alimentation 0 V	Ü	Entrée test inverse		
-	Tension d'alimentation (Tension alternative)	W	Entrée Trigger		
A	Sortie de commutation Fermeture (NO)	O	Sortie analogique		
X	Sortie de commutation Ouverture (NC)	O-	Masse pour sortie analogique		Couleurs des fils suivant norme DIN IEC 757
V	Sortie enclenchement / Sortie défaut (NO)	BZ	Extraction par bloc		
Q	Sortie enclenchement / Sortie défaut (NC)	Aw	Sortie de rétrovanne	BK	noir
E	Entrée (analogique ou digitale)	a	Sortie commande électrovanne +	BN	brun
T	Entrée apprentissage	b	Sortie commande électrovanne 0 V	RD	rouge
Z	Temporisation (activation)	SY	Synchronisation	OG	orange
S	Blindage	E+	Réception	YE	jaune
Rx	Réception de données Interface	E+	Emission	GN	vert
TxD	Emission de données Interface	+	Terre	BU	bleu
RDV	Prêt	SxR	Reduction distance de commutation	VT	violet
GND	Masse	Rx+/-	Réception de données Ethernet	GY	gris
CL	Cadence	Tx+/-	Emission de données Ethernet	WH	blanc
E/A	Entrée/Sortie programmable	Bw	Interfaces-Bus A(+)/B(-)	PK	rose
IO-Link		La	Lumière émettrice désactivable	GNYE	vert jaune

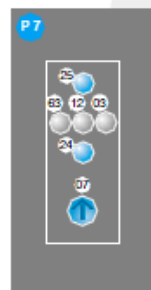
## Produits complémentaires

Boîtier de protection ZSV-0x-01
Cable d'interface S232W3
Système boîtier de protection ZSP-NN-02
Unité de traitement de signaux analogiques AW02

Tableau 1

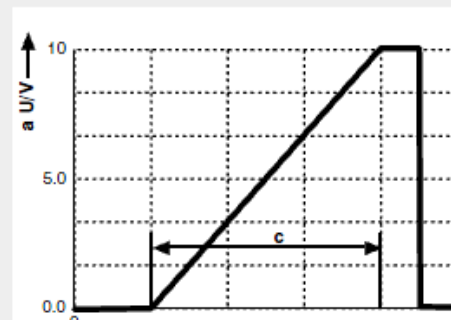
Distance de travail	30 mm	80 mm
Taille du spot lumineux	0,5 x 1 mm	1 x 2 mm

## Panneau



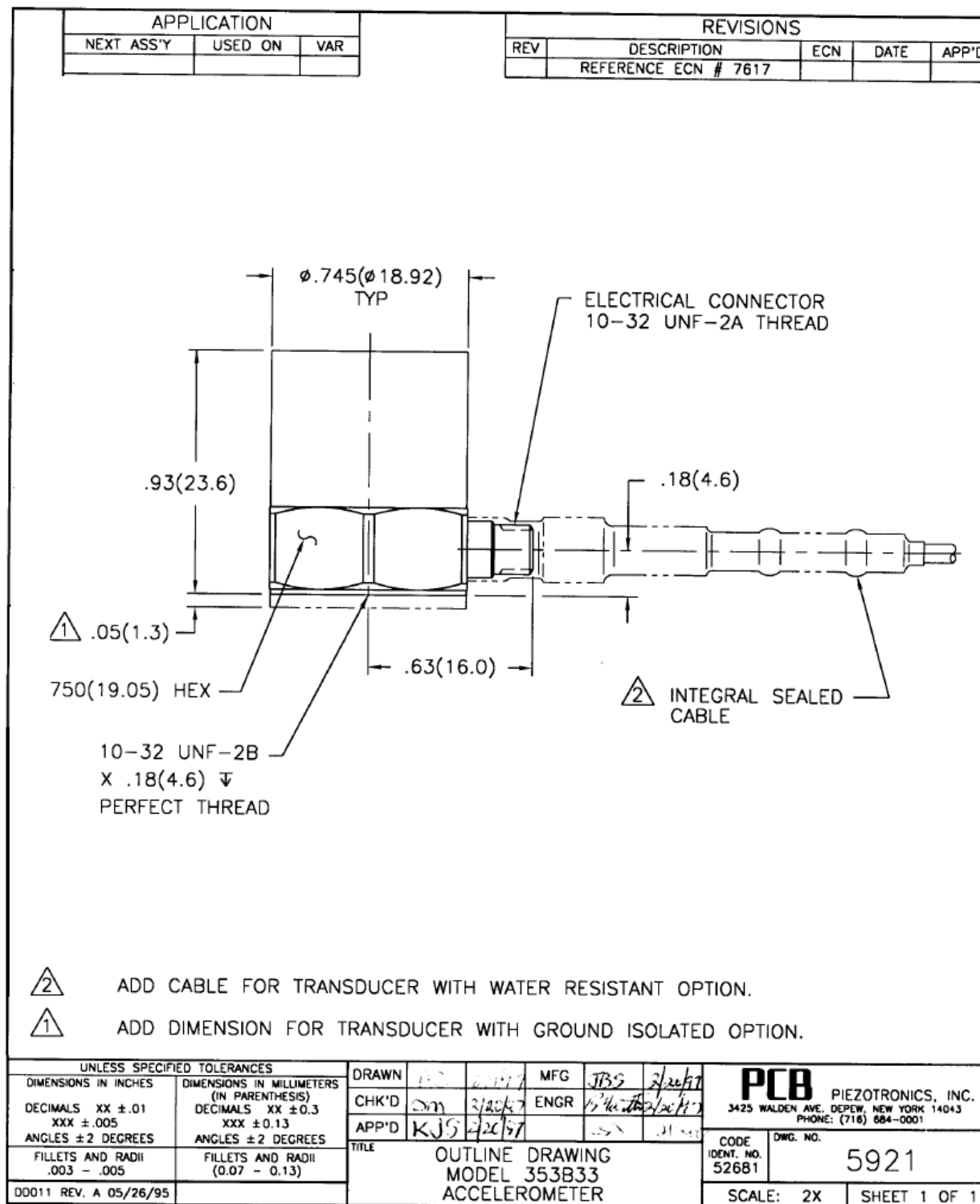
- 03 = Signalisation de la sortie défaut  
07 = Commutateur orientable  
12 = Signalisation de la tension de sortie analogique  
24 = Touche PLUS  
25 = Touche MOINS  
63 = Affichage de sortie courant analogique

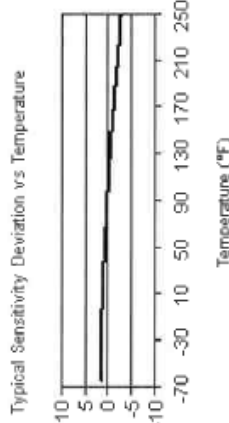
## Diagramme de sortie



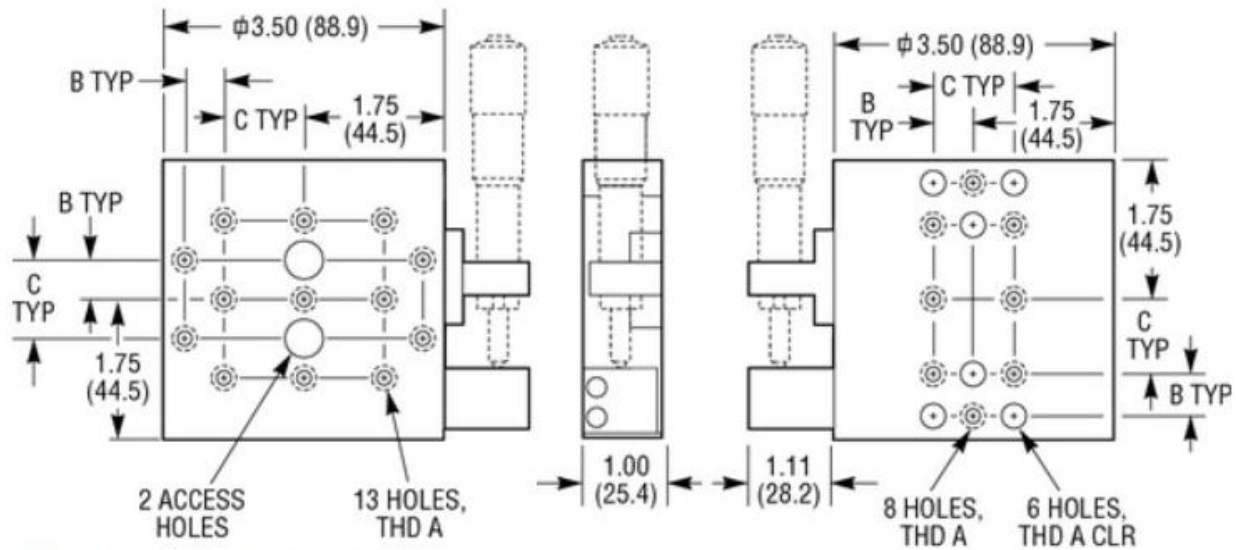
- c = Plage de mesure  
a = Tension de sortie analogique

## ii.iv Accéléromètre



ICP® ACCELEROMETER		Revision: N ECN #: 26810
Model Number <b>353B33</b>		
<b>Performance</b> Sensitivity(± 5 %) Measurement Range Frequency Range(± 5 %) Frequency Range(± 10 %) Frequency Range(± 3 dB) Resonant Frequency Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz) Non-Linearity Transverse Sensitivity <b>Environmental</b> Overload Limit(Shock) Temperature Range(Operating) Temperature Response Base Strain Sensitivity <b>Electrical</b> Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Discharge Time Constant Settling Time(within 10% of bias) Spectral Noise(1 Hz) Spectral Noise(10 Hz) Spectral Noise(100 Hz) Spectral Noise(1 kHz) <b>Physical</b> Sensing Element Sensing Geometry Housing Material Sealing Size (Hex x Height) Weight Electrical Connector Electrical Connection Position Mounting Thread	<b>ENGLISH</b> 100 mV/g ± 50 g pk 1 to 4000 Hz 0.7 to 6500 Hz 0.35 to 12,000 Hz ≥ 22 kHz 0.0005 g rms ≤ 1 % ≤ 5 % ± 10,000 g pk -65 to +250 °F See Graph 0.0002 g/μe 18 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤ 100 ohm 7.5 to 11.5 VDC 0.5 to 2.0 sec <25 sec 320 μg/√Hz 70 μg/√Hz 18 μg/√Hz 6.4 μg/√Hz Quartz Shear Titanium Welded Hermetic 0.75 in x 0.93 in 0.95 oz 10-32 Coaxial Jack Side 10-32 Female	<b>SI</b> 10.19 mV/(m/s²) ± 491 m/s² pk 1 to 4000 Hz 0.7 to 6500 Hz 0.35 to 12,000 Hz ≥ 22 kHz 0.0005 m/s² rms ≤ 1 % ≤ 5 % ± 98,100 m/s² pk -54 to +121 °C See Graph 0.002 (m/s²)/μe 18 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤ 100 ohm 7.5 to 11.5 VDC 0.5 to 2.0 sec <25 sec 3139 (μm/s³)/√Hz 687 (μm/s³)/√Hz 177 (μm/s³)/√Hz 63 (μm/s³)/√Hz Quartz Shear Titanium Welded Hermetic 19.1 mm x 23.6 mm 27 gm 10-32 Coaxial Jack Side 10-32 Female
<b>OPTIONAL VERSIONS</b> Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.		
<b>B</b> - Low bias electronics Output Bias Voltage Excitation Voltage Constant Current Excitation Measurement Range		4.5 to 7.5 VDC 12 to 30 VDC 1 to 20 mA ± 30 g pk
<b>J</b> - Ground Isolated Frequency Range(± 5 %) Frequency Range(± 10 %) Resonant Frequency Electrical Isolation(Base) Size - Hex x Height		1 to 4000 Hz 0.7 to 6000 Hz ≥ 18 kHz ≥ 10⁸ ohm 0.75 in x 0.98 in
<b>Q</b> - Extended discharge time constant Frequency Range(± 5 %) Frequency Range(± 10 %) Discharge Time Constant Settling Time(within 10% of bias) Supplied Accessory : Model ACS-4 Single-axis, low frequency phase and amplitude response calibration. (1)		0.1 to 4000 Hz 0.07 to 6500 Hz ≥ 10 sec <120 sec Model ACS-4
<b>W</b> - Water Resistant Cable Electrical Connector Electrical Connection Position		Sealed Integral Cable Side Sealed Integral Cable Side
<b>NOTES:</b> (1) Typical. (2) B and Q options supplied with a sensitivity tolerance of ± 10 %. (3) Zero-based, least-squares, straight line method. (4) Transverse sensitivity is typically ≤ 3%. (5) See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.		
<b>SUPPLIED ACCESSORIES:</b> Model 080A109 Petro Wax (1) Model 080A12 Adhesive Mounting Base (1) Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (1) Model ACS-1 NIIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point). (1) Model M081B05 Mounting Stud 10-32 to M6 X 0.75 (1)		
Entered: <b>BLS</b>	Engineer: <b>BAM</b>	Sales: <b>WDC</b>
Date: <b>7-10-07</b>	Date: <b>7-2-07</b>	Date: <b>7-5-07</b>
	Approved: <b>EB</b>	Spec Number: <b>353-2330-80</b>
		
<b>CE</b> (5)		
All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.		
<b>PCB PIEZOTRONICS™</b> VIBRATION DIVISION 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043		Phone: 716-684-0001 Fax: 716-685-3886 E-Mail: vibration@pcb.com

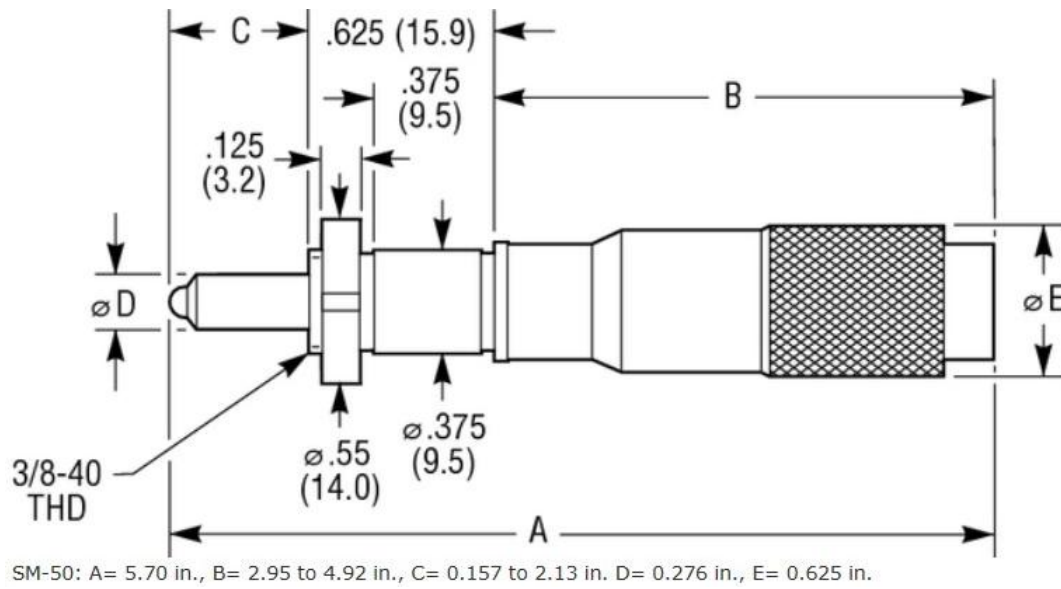
## ii.v Coulisse de déplacement



M-426: THD A= M6, B= 12.5 mm, C= 25 mm

Model	M-426
Axes of Travel	X
Travel	1.00 in. (25.4 mm)
Load Capacity	73 lb (325 N)
Bearings	Crossed-Roller Bearings
Material	Aluminum
Thread Type	Metric
Base Material	Aluminum

## ii.vi Vis micrométrique



Model	SM-50
Actuator Type	Vernier Micrometer
Travel	1.97 in. (50 mm)
Load Capacity	23 lb (100 N)
Graduations	10 $\mu\text{m}$
Minimum Incremental Motion	1 $\mu\text{m}$
Sensitivity	1.0 $\mu\text{m}$
Vernier	1 $\mu\text{m}$

## ANNEXE III CALCULS THÉORIQUES

### iii.i Fréquences naturelles du tube

#### Propriétés physiques et géométriques du tube :

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$\rho = 8470 \text{ kg/m}^3$$

$$De = 0.0159 \text{ m}$$

$$Di = 0.01397 \text{ m}$$

$$L = 2.5 \text{ m}$$

#### Aire de section du tube :

$$A = \frac{\pi (De^2 - Di^2)}{4} = \frac{\pi ((0.0159 \text{ m})^2 - (0.01397 \text{ m})^2)}{4} = 4.528 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

#### Masse linéique du tube :

$$m_l = \rho A = (8470 \text{ kg/m}^3)(4.528 \times 10^{-5} \text{ m}^2) = 0.3835 \text{ kg/m}$$

#### Second moment de surface du tube :

$$I = \frac{\pi (De^4 - Di^4)}{64} = \frac{\pi ((0.0159 \text{ m})^4 - (0.01397 \text{ m})^4)}{64} = 1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

#### Fréquences naturelles du tube :

$$\omega_n = (\lambda_n L)^2 \sqrt{\frac{EI}{m_l L^4}}$$

##### 1) Tube supporté par des appuis simples :

$$\omega_1 = (\pi)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 41.606 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = (2\pi)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 166.423 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = (3\pi)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 374.453 \text{ rad/s}$$



$$\omega_4 = (4\pi)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 665.694 \text{ rad/s}$$

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{41.606 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 6.62 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{166.423 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 26.49 \text{ Hz}$$

$$f_3 = \frac{\omega_3}{2\pi} = \frac{374.453 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 59.60 \text{ Hz}$$

$$f_4 = \frac{\omega_4}{2\pi} = \frac{665.694 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 105.95 \text{ Hz}$$

## 2) Tube supporté par des appuis encastrés :

$$\omega_1 = (4.730)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 94.31 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = (7.853)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 259.97 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = (10.996)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 509.71 \text{ rad/s}$$

$$\omega_4 = (14.137)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 842.50 \text{ rad/s}$$

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{94.31 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 15.01 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{259.97 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 41.38 \text{ Hz}$$

$$f_3 = \frac{\omega_3}{2\pi} = \frac{509.71 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 81.12 \text{ Hz}$$

$$f_4 = \frac{\omega_4}{2\pi} = \frac{842.50 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 134.09 \text{ Hz}$$

### 3) Tube supporté par des ressorts avec T=100 et R=0,01 :

$$k_t = \frac{TEI}{L^3} = \frac{(100)(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(2.5 \text{ m})^3} = 1704.19 \text{ N/m}$$

$$k_r = \frac{REI}{L} = \frac{(0.01)(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(2.5 \text{ m})} = 1.065 \text{ Nm/rad}$$

$$\omega_1 = (2.878769)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 34.94 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = (4.663738)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 91.70 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = (6.077217)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 155.71 \text{ rad/s}$$

$$\omega_4 = (8.277362)^2 \sqrt{\frac{(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{(0.3835 \text{ kg/m})(2.5 \text{ m})^4}} = 288.86 \text{ rad/s}$$

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{34.94 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 5.56 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{91.70 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 14.59 \text{ Hz}$$

$$f_3 = \frac{\omega_3}{2\pi} = \frac{155.71 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 24.78 \text{ Hz}$$

$$f_4 = \frac{\omega_4}{2\pi} = \frac{288.86 \text{ rad/s}}{2\pi \text{ rad}} = 45.97 \text{ Hz}$$

Mode	Simples	Encastrés	Élastiques
	Hz	Hz	Hz
1	6,62	15,01	5,56
2	26,49	41,38	14,59
3	59,60	81,12	24,78
4	105,95	134,09	45,97

### iii.ii Déplacements RMS au centre du tube

#### Propriétés physiques et géométriques du tube et de l'écoulement :

$$\begin{aligned}
 D &= 0.0159 \text{ m} & U_p &= 5 \text{ m/s} \\
 P &= 0.00170 \text{ m} & f_{théo} &= 6.62 \text{ Hz} \\
 m &= 0.3835 \text{ kg/m} & f_{exp} &= 7.75 \text{ Hz} \\
 \rho_f &= 800 \text{ kg/m}^3 & L_e &= 2.5 \text{ m} \\
 \varepsilon_g &= 80 \% & \phi_1 (L/2)^2 &= 2.0 \\
 g &= 9.81 \text{ m/s}^2 & a_1 &= 1.1 \\
 & & \zeta_1 &= 0.01
 \end{aligned}$$

#### Masse hydrodynamique totale :

$$D_e / D = P / D (1.07 + 0.56 P / D) = \frac{0.00170 \text{ m}}{0.0159 \text{ m}} \left[ 1.07 + (0.56) \left( \frac{0.00170 \text{ m}}{0.0159 \text{ m}} \right) \right] = 2.783$$

$$m_h = \left( \frac{\pi}{4} \rho_f D^2 \right) \left[ \frac{(D_e / D)^2 + 1}{(D_e / D)^2 - 1} \right] = \left( \frac{\pi}{4} (800 \text{ kg/m}^3) (0.0159 \text{ m})^2 \right) \left[ \frac{(2.782)^2 + 1}{(2.782)^2 - 1} \right] = 0.206 \text{ kg/m}$$

$$m_{tot} = m_h + m = 0.206 \text{ kg/m} + 0.3835 \text{ kg/m} = 0.589 \text{ kg/m}$$

#### Facteurs d'échelle de longueur, de pression et de fréquence :

$$D_w = \frac{0.1 D}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} = \frac{0.1 (0.0159 \text{ m})}{\sqrt{1 - 80 \%}} = 0.003555 \text{ m}$$

$$p_0 = \rho_f g D_w = (800 \text{ kg/m}^3) (9.81 \text{ m/s}^2) (0.003555 \text{ m}) = 27.902 \text{ N/m}^2$$

$$f_0 = \frac{U_p}{D_w} = \frac{5 \text{ m/s}}{0.003555 \text{ m}} = 1406.332 \text{ Hz}$$

#### Fréquence réduite :

$$\left( \frac{f_{théo}}{f_0} \right) = \left( \frac{6.62 \text{ Hz}}{1406.332 \text{ Hz}} \right) = 0.0047085$$

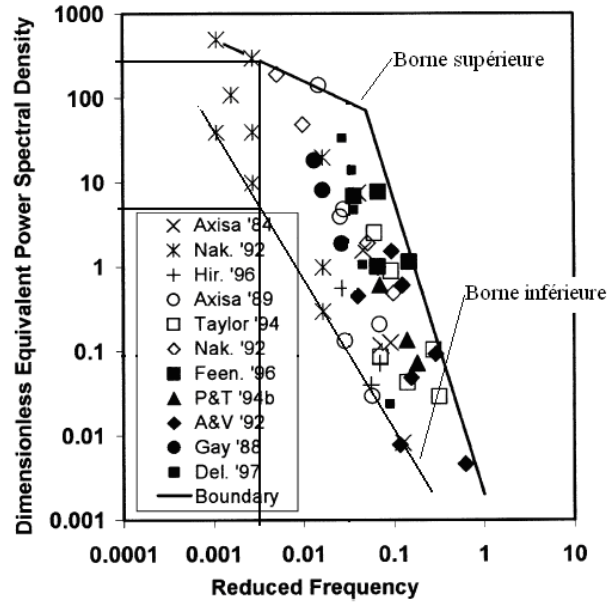
$$\left( \frac{f_{exp}}{f_0} \right) = \left( \frac{7.25 \text{ Hz}}{1406.332 \text{ Hz}} \right) = 0.0051553$$

### Borne supérieure de la densité spectrale de puissance équivalente :

$$\tilde{S}_F(f_R)_{e\ SUP} = 16 \left( \frac{f_{théo}}{f_0} \right)^{-0.5} \left( \frac{L_0}{L_e} \right) = 16 (0.0047085)^{-0.5} \left( \frac{1\ m}{2.5\ m} \right) = 93.269$$

$$\tilde{S}_F(f_R)_{e\ SUP} = 16 \left( \frac{f_{exp}}{f_0} \right)^{-0.5} \left( \frac{L_0}{L_e} \right) = 16 (0.0051553)^{-0.5} \left( \frac{1\ m}{2.5\ m} \right) = 89.136$$

### Borne inférieure de la densité spectrale de puissance équivalente (par le graphique) :



$$\tilde{S}_F(f_R)_{e\ INF} = 8 \left( \frac{L_0}{L_e} \right) = 8 \left( \frac{1\ m}{2.5\ m} \right) = 3.2$$

$$\tilde{S}_F(f_R)_{e\ INF} = 7 \left( \frac{L_0}{L_e} \right) = 7 \left( \frac{1\ m}{2.5\ m} \right) = 2.8$$

### Déplacements RMS au centre du tube :

$$y(L/2) = \sqrt{\frac{\tilde{S}_F(f_R)_e \phi_1 (L/2)^2 a_1 (p_0 D)^2}{64 \pi^3 m_{tot}^2 f_1^3 \zeta_1 f_0}}$$

$$y(L/2)_{INF} = \sqrt{\frac{(93.269)(2)(1.1)((27.902\ N/m^2)(0.0159\ m))^2}{64 \pi^3 (0.589\ kg/m)^2 (6.62\ Hz)^3 (0.01)(1406.332\ Hz)}} = 3.79\ mm$$

$$y(L/2)_{INF} = \sqrt{\frac{(3.2)(2)(1.1)((27.902 \text{ N/m}^2)(0.0159 \text{ m}))^2}{64 \pi^3 (0.589 \text{ kg/m})^2 (6.62 \text{ Hz})^3 (0.01)(1406.332 \text{ Hz})}} = 0.702 \text{ mm}$$

$$y(L/2)_{MOY} = \frac{y(L/2)_{SUP} + y(L/2)_{INF}}{2} = 2.25 \text{ mm}$$

$$y(L/2)_{INF} = \sqrt{\frac{(89.136)(2)(1.1)((27.902 \text{ N/m}^2)(0.0159 \text{ m}))^2}{64 \pi^3 (0.589 \text{ kg/m})^2 (7.25 \text{ Hz})^3 (0.01)(1406.332 \text{ Hz})}} = 3.23 \text{ mm}$$

$$y(L/2)_{INF} = \sqrt{\frac{(2.8)(2)(1.1)((27.902 \text{ N/m}^2)(0.0159 \text{ m}))^2}{64 \pi^3 (0.589 \text{ kg/m})^2 (7.25 \text{ Hz})^3 (0.01)(1406.332 \text{ Hz})}} = 0.542 \text{ mm}$$

$$y(L/2)_{MOY} = \frac{y(L/2)_{SUP} + y(L/2)_{INF}}{2} = 1.886 \text{ mm}$$

	Déplacement RMS		Erreur relative
	Fréquence théorique	Fréquence expérimentale	
	mm	mm	%
<b>inférieur</b>	0,70	0,54	22,86
<b>moyen</b>	2,25	1,89	16,00
<b>supérieur</b>	3,79	3,23	14,76

### iii.iii Pré-charges entre le tube et l'AVB

**Force de pré-charge théorique en fonction de la flèche au centre du tube en  $\mu\text{m}$  :**

$$P_{théo} = \frac{-48 EIy}{L} = -\frac{(48)(210 \times 10^9 \text{ Pa})(1.268 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}{2.5} y = -5,11 \times 10^{-3} y \text{ N}$$

**Force de pré-charge expérimentale en fonction de la flèche au centre du tube en  $\mu\text{m}$  :**

$$P_{exp} = -1,49 \times 10^{-3} y \text{ N}$$

**Force de frottement en fonction de la flèche au centre du tube en  $\mu\text{m}$  :**

$$F_{frottement} = \mu P_{exp} = (0.57)(-1,49 \times 10^{-3} y) = -0,851 \times 10^{-3} y \text{ N}$$

**Flèche statique maximale :**

Pour qu'il n'y ait pas de mouvement relatif entre le tube et l'AVB, il faut que  $F_{frottement} \leq F_{excitation}$  :

$$y_{\max} = - \frac{F_{\text{excitation}}}{0,851 \times 10^{-3}}$$

Excitation autour du mode 1 :

$$y_{\max 1} = - \frac{0.090 \text{ N}}{0,851 \times 10^{-3} \text{ N/}\mu\text{m}} = -105.75 \mu\text{m}$$

$$y_{\max 2} = - \frac{0.240 \text{ N}}{0,851 \times 10^{-3} \text{ N/}\mu\text{m}} = -282.02 \mu\text{m}$$

$$y_{\max 3} = - \frac{0.351 \text{ N}}{0,851 \times 10^{-3} \text{ N/}\mu\text{m}} = -623.97 \mu\text{m}$$

Excitation autour du mode 2 :

$$y_{\max 1} = - \frac{0.027 \text{ N}}{0,851 \times 10^{-3} \text{ N/}\mu\text{m}} = -31.72 \mu\text{m}$$

$$y_{\max 2} = - \frac{0.055 \text{ N}}{0,851 \times 10^{-3} \text{ N/}\mu\text{m}} = -64.63 \mu\text{m}$$

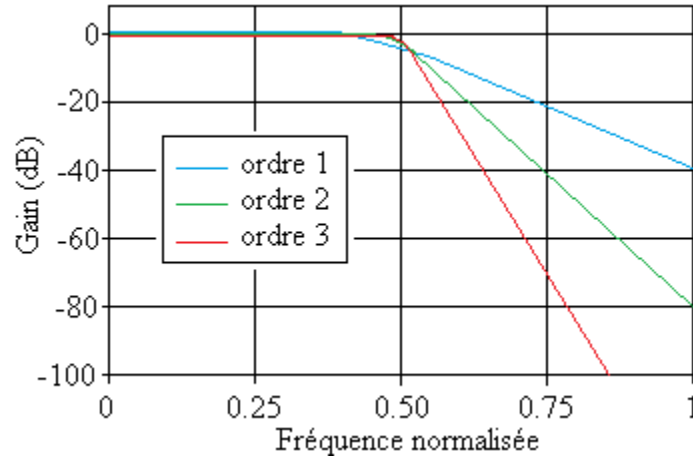
$$y_{\max 3} = - \frac{0.122 \text{ N}}{0,851 \times 10^{-3} \text{ N/}\mu\text{m}} = -143.36 \mu\text{m}$$

	Mode 1	Mode 2
	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
<b>F1</b>	-105,75	-31,72
<b>F2</b>	-282,02	-64,63
<b>F3</b>	-623,97	-143,36

## ANNEXE IV FILTRES DE BUTTERWORTH

### iv.i Filtre passe-bas de Butterworth

Un filtre de Butterworth est un filtre linéaire dont le gain est très constant dans sa bande passante et tend à décroître linéairement en deçà de sa fréquence de coupure. Dans la bande de coupure d'un filtre Butterworth de premier ordre, le gain s'atténue de 20dB par décade. Plus l'ordre  $N$  est élevé, plus l'atténuation est rapide, augmentant de  $20 N$  dB par décade. La figure suivante montre le gain d'un filtre Butterworth passe-bas pour différents ordres de filtre.



Gain d'un filtre Butterworth passe-bas pour différents ordre de filtre [47].

Les équations de la fonction de transfert, du gain et de la phase d'un filtre passe-bas de Butterworth d'ordre  $N$  sont données en fonction de la fréquence du signal  $\omega$  et de la fréquence de coupure  $\omega_c$  en rad/s:

$$H_N(j\omega) = \frac{1}{\omega_c \prod_{k=1}^N \left( j\omega - \omega_c e^{\frac{j(2k+N-1)\pi}{2N}} \right)}$$

$$G_N^2(\omega) = |H_N(j\omega)|^2 = \frac{1}{1 + (\omega / \omega_c)^{2N}}$$

$$\phi_N(\omega) = \arg(H_N(j\omega))$$

où  $H_N$ ,  $G_N$  et  $\phi_N$  sont respectivement la fonction de transfert, le gain et la phase du filtre.

De plus, pour exprimer le gain du filtre en décibel, l'expression suivante est utilisée :

$$G(dB) = 10 \log \left( \frac{A_{\text{sortie}}}{A_{\text{entrée}}} \right)$$

où  $A_{\text{sortie}}$  représente l'amplitude de la variable à la sortie du filtre et  $A_{\text{entrée}}$  correspond à l'amplitude de la variable à l'entrée du filtre.

#### iv.ii Filtre passe-haut de Butterworth

Comme dans la plupart des filtres linéaires, il est possible de former un filtre coupe-bande à l'aide d'un filtre passe-bas et d'un filtre passe-haut placés en série [47-49]. La fonction de transfert, le gain et la phase d'un filtre passe-haut sont donnés par les relations suivantes :

$$H_N(j\omega) = \frac{-(j\omega / \omega_c)^N}{\frac{1}{\omega_c} \prod_{k=1}^N \left( j\omega - \omega_c e^{\frac{j(2k+N-1)\pi}{2N}} \right)}$$

$$G_N^2(\omega) = |H_N(j\omega)|^2 = \frac{(\omega / \omega_c)^{2N}}{1 + (\omega / \omega_c)^{2N}}$$

$$\phi_N(\omega) = \arg(H_N(j\omega))$$



## ANNEXE V CODES MATLAB

### v.i Seuils de bruit

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Nom: Seuils_Bruit.m
% Description: Cette fonction permet de calculer les seuils de bruit RMS et
% hors-tout des capteurs de force et de position. À utiliser seulement
% avec les essais sans force d'excitation. Les seuils de bruit doivent être
% calculés pour tous les jeux et pré-charges.
%
% Par: Valérie Lalonde
% Création: 2011-07-22
% Dernière mise à jour: 2012-02-01
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% CAPTEUR DE FORCE NO.1 (Track1)
    % Données relatives au signal temporel
    Ltotl= length(signaux.Track1);          % Longueur du signal
    Fsl = 1/signaux.Track1_X_Resolution;    % Fréquence d'échantillonnage
    FN1 = Fsl/2;                            % Fréquence de Nyquist

    % Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
    Fc=14746;                               %Fréquence de coupure
    o=8;                                     % Ordre du filtre
    Wn=Fc/FN1;                              %Fréquence normalisée
    [b, a] = butter(o,Wn,'low');            % Création du filtre passe-bas
    Track1_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track1); % Signal filtré

    % Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
    Fc=34.4;                               % Fréquence de coupure
    o=3;                                     % Ordre du filtre
    w1=(Fc-2)/FN1;                         % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
    w2=(Fc+2)/FN1;                         % Fréquence normalisée du filtre passe-haut
    Wn = [w1 w2];
    [b, a] = butter(o,Wn,'stop');          % Création du filtre coupe-bande
    Track1_filtre_2=filter(b,a,Track1_filtre_1); % Signal filtré

    % Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
    Fc=40.6;
    o=3;
    w1=(Fc-2)/FN1;
    w2=(Fc+2)/FN1;
    Wn = [w1 w2];
    [b, a] = butter(o,Wn,'stop');
    Track1_filtre_3=filter(b,a,Track1_filtre_2);

    % Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
    Fc=125.4;
    o=3;
    w1=(Fc-2)/FN1;
    w2=(Fc+2)/FN1;
    Wn = [w1 w2];

```

```

[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track1_filtre_4=filter(b,a,Track1_filtre_3);

% Seuils de bruit du capteur de force no.1
seuil_F1_RMS= sqrt(sum(Track1_filtre_4.*Track1_filtre_4)/Ltot1); % RMS
seuil_F1_max = max(Track1_filtre_4); % Max
seuil_F1_min= min(Track1_filtre_4); % Min

% CAPTEUR DE FORCE NO.2 (Track2)
% Données relatives au signal temporel
Ltot2= length(signaux.Track2); % Longueur du signal
Fs2 = 1/signaux.Track2_X_Resolution; % Fréquence d'échantillonnage
FN2 = Fs2/2; % Fréquence de Nyquist

% Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
Fc=14746; %Fréquence de coupure
o=8; % Ordre du filtre
Wn=Fc/FN2; %Fréquence normalisée
[b, a] = butter(o,Wn,'low'); % Création du filtre passe-bas
Track2_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track2); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
Fc=34.4; % Fréquence de coupure
o=3; % Ordre du filtre
w1=(Fc-2)/FN2; % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
w2=(Fc+2)/FN2; % Fréquence normalisée du filtre passe-haut
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop'); % Création du filtre coupe-bande
Track2_filtre_2=filter(b,a,Track2_filtre_1); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
Fc=40.6;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN2;
w2=(Fc+2)/FN2;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track2_filtre_3=filter(b,a,Track2_filtre_2);

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
Fc=125.4;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN2;
w2=(Fc+2)/FN2;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track2_filtre_4=filter(b,a,Track2_filtre_3);

% Seuils de bruit du capteur de force no.2
seuil_F2_RMS= sqrt(sum(Track2_filtre_4.*Track2_filtre_4)/Ltot2); % RMS
seuil_F2_max = max(Track2_filtre_4); % Max
seuil_F2_min= min(Track2_filtre_4); % Min

```

```

% CAPTEUR LASER DE POSITION SELON Y (Track3)
% Données relatives au signal temporel
Ltot3= length(signaux.Track3);      % Longueur du signal
Fs3 = 1/signaux.Track3_X_Resolution; % Fréquence d'échantillonnage
FN3 = Fs3/2;      % Fréquence de Nyquist

% Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
Fc=14746; %Fréquence de coupure
o=8; % Ordre du filtre
Wn=Fc/FN3; %Fréquence normalisée
[b, a] = butter(o,Wn,'low'); % Création du filtre passe-bas
Track3_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track3); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
Fc=34.4; % Fréquence de coupure
o=3; % Ordre du filtre
w1=(Fc-2)/FN3; % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
w2=(Fc+2)/FN3; % Fréquence normalisée du filtre passe-haut
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop'); % Création du filtre coupe-bande
Track3_filtre_2=filter(b,a,Track3_filtre_1); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
Fc=40.6;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN3;
w2=(Fc+2)/FN3;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track3_filtre_3=filter(b,a,Track3_filtre_2);

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
Fc=125.4;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN3;
w2=(Fc+2)/FN3;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track3_filtre_4=filter(b,a,Track3_filtre_3);

% Seuils de bruit du capteur de position selon Y
seuil_Y_RMS= sqrt(sum(Track3_filtre_4.*Track3_filtre_4)/Ltot3); % RMS
seuil_Y_max = max(Track3_filtre_4); % Max
seuil_Y_min= min(Track3_filtre_4); % Min

% CAPTEUR LASER DE POSITION SELON Z (Track4)
% Données relatives au signal temporel
Ltot4= length(signaux.Track4);      % Longueur du signal
Fs4 = 1/signaux.Track4_X_Resolution; % Fréquence d'échantillonnage
FN4 = Fs4/2;      % Fréquence de Nyquist

% Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
Fc=14746; %Fréquence de coupure
o=8; % Ordre du filtre
Wn=Fc/FN4; %Fréquence normalisée
[b, a] = butter(o,Wn,'low'); % Création du filtre passe-bas

```

```

Track4_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track4);    % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
Fc=34.4;    % Fréquence de coupure
o=3;        % Ordre du filtre
w1=(Fc-2)/FN4;    % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
w2=(Fc+2)/FN4;    % Fréquence normalisée du filtre passe-haut
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');    % Création du filtre coupe-bande
Track4_filtre_2=filter(b,a,Track4_filtre_1);    % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
Fc=40.6;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN4;
w2=(Fc+2)/FN4;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track4_filtre_3=filter(b,a,Track4_filtre_2);

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
Fc=125.4;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN4;
w2=(Fc+2)/FN4;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track4_filtre_4=filter(b,a,Track4_filtre_3);

% Seuils de bruit du capteur de position selon Y
seuil_Z_RMS= sqrt(sum(Track4_filtre_4.*Track4_filtre_4)/Ltot3);    % RMS
seuil_Z_max = max(Track4_filtre_4);    % Max
seuil_Z_min= min(Track4_filtre_4);    % Min

% COMPILATION DES RÉSULTATS
Seuils = [seuil_F1_RMS seuil_F1_max seuil_F1_min seuil_F2_RMS seuil_F2_max
seuil_F2_min seuil_Y_RMS seuil_Y_max seuil_Y_min seuil_Z_RMS seuil_Z_max
seuil_Z_min];

```

## v.ii Traitement de signal

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Nom: Traitement.m
% Description: Cette fonction permet d'appliquer les filtres aux signaux,
% d'éliminer le bruit à l'aide des seuils et de calculer la force totale. Les
% figures des signaux temporels et de Lissajous sont également tracées.
% Par: Valérie Lalonde
% Création: 2011-07-22
% Dernière mise à jour: 2012-02-01
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Récupération des données de Seuils_Bruit.m
function Seuils =Traitement(seuil_F1_RMS, seuil_F1_max, seuil_F1_min,
seuil_F2_RMS, seuil_F2_max, seuil_F2_min, seuil_Y_RMS, seuil_Y_max,
seuil_Y_min, seuil_Z_RMS, seuil_Z_max, seuil_Z_min)

precharge=0;      % Entrer la pré-charge en Newton

%CAPTEUR DE FORCE 6- TRACK1
    % Données relatives au signal temporel
    Ltotl= length(signaux.Track1);      % Longueur du signal
    Fsl = 1/signaux.Track1_X_Resolution; % Fréquence d'échantillonnage
    FN1 = Fsl/2;      % Fréquence de Nyquist
    dtl = Track1_X_Resolution; % Résolution temporelle
    t1 = (0:Ltotl-1)*dtl; % Vecteur temps

    % Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
    Fc=14746; %Fréquence de coupure
    o=8; % Ordre du filtre
    Wn=Fc/FN1; %Fréquence normalisée
    [b, a] = butter(o,Wn,'low'); % Création du filtre passe-bas
    Track1_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track1); % Signal filtré

    % Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
    Fc=34.4; % Fréquence de coupure
    o=3; % Ordre du filtre
    w1=(Fc-2)/FN1; % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
    w2=(Fc+2)/FN1; % Fréquence normalisée du filtre passe-haut
    Wn = [w1 w2];
    [b, a] = butter(o,Wn,'stop'); % Création du filtre coupe-bande
    Track1_filtre_2=filter(b,a,Track1_filtre_1); % Signal filtré

    % Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
    Fc=40.6;
    o=3;
    w1=(Fc-2)/FN1;
    w2=(Fc+2)/FN1;
    Wn = [w1 w2];
    [b, a] = butter(o,Wn,'stop');
    Track1_filtre_3=filter(b,a,Track1_filtre_2);

    % Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
    Fc=125.4;
    o=3;

```

```

w1=(Fc-2)/FN1;
w2=(Fc+2)/FN1;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track1_filtre_4=filter(b,a,Track1_filtre_3);

% Élimination des valeurs situées sous le seuil de bruit. Changer pour
% ± seuil_F1_RMS s'il y a lieu
for i=1:Ltot1;
if seuil_F1_min<Track1_filtre_4(i) && Track1_filtre_4(i)<seuil_F1_max;
    Track1_filtre_4(i)=0;
else Track1_filtre_4(i)=Track1_filtre_4(i);
end
end

% Traçage du signal temporel brut
figure;
set(gcf, 'color', 'white');
plot(t1,Track1_filtre_4);
axis([0 100 -0.1 0.1])
xlabel('Temps (s)')
ylabel('Force (N)')
title('Signal temporel de la force no.1')

% CAPTEUR DE FORCE NO.2 (Track2)
% Données relatives au signal temporel
Ltot2= length(signaux.Track2); % Longueur du signal
Fs2 = 1/signaux.Track2_X_Resolution; % Fréquence d'échantillonnage
FN2 = Fs2/2; % Fréquence de Nyquist
dt2 = Track2_X_Resolution; % Résolution temporelle
t2 = (0:Ltot2-1)*dt2; % Vecteur temps

% Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
Fc=14746; %Fréquence de coupure
o=8; % Ordre du filtre
Wn=Fc/FN2; %Fréquence normalisée
[b, a] = butter(o,Wn,'low'); % Création du filtre passe-bas
Track2_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track2); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
Fc=34.4; % Fréquence de coupure
o=3; % Ordre du filtre
w1=(Fc-2)/FN2; % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
w2=(Fc+2)/FN2; % Fréquence normalisée du filtre passe-haut
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop'); % Création du filtre coupe-bande
Track2_filtre_2=filter(b,a,Track2_filtre_1); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
Fc=40.6;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN2;
w2=(Fc+2)/FN2;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track2_filtre_3=filter(b,a,Track2_filtre_2);

```

```

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
Fc=125.4;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN2;
w2=(Fc+2)/FN2;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track2_filtre_4=filter(b,a,Track2_filtre_3);

% Élimination des valeurs situées sous le seuil de bruit. Changer pour
% ± seuil_F2_RMS s'il y a lieu
for i=1:Ltot2;
if seuil_F2_min<Track2_filtre_4(i) && Track2_filtre_4(i)<seuil_F2_max;
    Track2_filtre_4(i)=0;
else Track2_filtre_4(i)=Track2_filtre_4(i);
end
end

% Traçage du signal temporel brut
figure;
set(gcf, 'color', 'white');
plot(t2,Track2_filtre_4);
axis([0 100 -0.1 0.1])
xlabel('Temps (s)')
ylabel('Force (N)')
title('Signal temporel de la force no.2')

% Addition des signaux des deux capteurs de force
F=Track1_filtre_4+Track2_filtre_4+precharge;
F=abs(F);

% CAPTEUR LASER DE POSITION SELON Y (Track3)
% Données relatives au signal temporel
Ltot3= length(signaux.Track3); % Longueur du signal
Fs3 = 1/signaux.Track3_X_Resolution; % Fréquence d'échantillonnage
FN3 = Fs3/2; % Fréquence de Nyquist
dt3 = Track3_X_Resolution; % Résolution temporelle
t3 = (0:Ltot3-1)*dt3; % Vecteur temps

% Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
Fc=14746; %Fréquence de coupure
o=8; % Ordre du filtre
Wn=Fc/FN3; %Fréquence normalisée
[b, a] = butter(o,Wn,'low'); % Création du filtre passe-bas
Track3_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track3); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
Fc=34.4; % Fréquence de coupure
o=3; % Ordre du filtre
w1=(Fc-2)/FN3; % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
w2=(Fc+2)/FN3; % Fréquence normalisée du filtre passe-haut
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop'); % Création du filtre coupe-bande
Track3_filtre_2=filter(b,a,Track3_filtre_1); % Signal filtré

```

```

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
Fc=40.6;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN3;
w2=(Fc+2)/FN3;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track3_filtre_3=filter(b,a,Track3_filtre_2);

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
Fc=125.4;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN3;
w2=(Fc+2)/FN3;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track3_filtre_4=filter(b,a,Track3_filtre_3);

% Élimination des valeurs situées sous le seuil de bruit. Changer pour
% ± seuil_Y_RMS s'il y a lieu
for i=1:Ltot3;
if seuil_Y_min<Track3_filtre_4(i) && Track3_filtre_4(i)<seuil_Y_max;
    Track3_filtre_4(i)=0;
else Track3_filtre_4(i)=Track3_filtre_4(i);
end
end

% Traçage du signal temporel brut
figure;
set(gcf, 'color', 'white');
plot(t3,1000*1000*Track3_filtre_4);
axis([0 100 -0.1 0.1])
xlabel('Temps (s)')
ylabel('Position (microns)')
title('Signal temporel de la position selon Y')

% CAPTEUR LASER DE POSITION SELON Z (Track4)
% Données relatives au signal temporel
Ltot4= length(signaux.Track4); % Longueur du signal
Fs4 = 1/signaux.Track4_X_Resolution; % Fréquence d'échantillonnage
FN4 = Fs4/2; % Fréquence de Nyquist
dt4 = Track4_X_Resolution; % Résolution temporelle
t4 = (0:Ltot4-1)*dt4; % Vecteur temps

% Filtre passe-bas pour les fréquences de repliement
Fc=14746; %Fréquence de coupure
o=8; % Ordre du filtre
Wn=Fc/FN4; %Fréquence normalisée
[b, a] = butter(o,Wn,'low'); % Création du filtre passe-bas
Track4_filtre_1=filter(b,a,signaux.Track4); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 34.4Hz
Fc=34.4; % Fréquence de coupure
o=3; % Ordre du filtre
w1=(Fc-2)/FN4; % Fréquence normalisée du filtre passe-bas
w2=(Fc+2)/FN4; % Fréquence normalisée du filtre passe-haut

```



```

Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop'); % Création du filtre coupe-bande
Track4_filtre_2=filter(b,a,Track4_filtre_1); % Signal filtré

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 40.6Hz
Fc=40.6;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN4;
w2=(Fc+2)/FN4;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track4_filtre_3=filter(b,a,Track4_filtre_2);

% Filtre coupe-bande pour la fréquence de 125.4Hz
Fc=125.4;
o=3;
w1=(Fc-2)/FN4;
w2=(Fc+2)/FN4;
Wn = [w1 w2];
[b, a] = butter(o,Wn,'stop');
Track4_filtre_4=filter(b,a,Track4_filtre_3);

% Élimination des valeurs situées sous le seuil de bruit. Changer pour
% ± seuil_Z_RMS s'il y a lieu
for i=1:Ltot4;
if seuil_Z_min<Track4_filtre_4(i) && Track4_filtre_4(i)<seuil_Z_max;
    Track4_filtre_4(i)=0;
else Track4_filtre_4(i)=Track4_filtre_4(i);
end
end

% Traçage du signal temporel brut
figure;
set(gcf, 'color', 'white');
plot(t4,1000*1000*Track4_filtre_4);
axis([0 100 -0.1 0.1])
xlabel('Temps (s)')
ylabel('Position (microns)')
title('Signal temporel de la position selon Z')

%FIGURE DE LISSAJOUS DE LA POSITION Y EN FONCTION DE Z
figure;
plot(1000*1000*Track4_filtre_4+7950,1000*1000*Track3_filtre_4);
set(gcf, 'color', 'white');
axis([-5000 5000 -5000 5000])
xlabel('Position selon Z (microns)')
ylabel('Position selon Y (microns)')
title('Figure de Lissajous')

% COMPILATION DES RÉSULTATS
Traitement = [F Fs1 FN1 dt1 Track3_filtre_4 Fs3 FN3 dt3];
end

```

### v.iii Transformée de Fourier

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Nom: Spectre.m
% Description: Cette fonction permet de calculer et de tracer les spectres de
% la force totale et de la position selon Y. Pour simplifier le code, seul le
% spectre de la force de contact est présenté.
% Par: Valérie Lalonde
% Création: 2011-07-22
% Dernière mise à jour: 2012-02-01
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Récupération des données de Traitement.m
function Traitement =Spectre(F, Fs1, FN1, dt1, Track3_filtre_4, Fs3, FN3, dt3)

Nbserie=25; % Nombre de blocs du signal temporel

% SPECTRE DE LA FORCE
    % Données relatives au signal total des capteurs de force
    Ltot= length(F);
    Nf=1310728;    % Nombre de points de mesure par blocs
    Fs = Fs1;
    FN = FN1;
    dt = dt1;
    t = (0:Ltot-1)*dt;    % t est le vecteur temps du signal

    % Vecteur contenant toutes les fréquences
    f = Fs/Nf*(-Nf/2:Nf/2-1)    % f est le vecteur contenant les fréquences
    f =f (Nf/2+1:Nf);

    % Création d'une fenêtre hanning
    fen = hann(Nf);
    fen=fen';

    % Overlapping des fenêtres
    Overlapping = 0.50;

    % Matrice contenant les signaux filtrés avec fenêtrage sur chaque bloc
    Track_new(1,:)=F(1:Nf).*fen;
    Track_new=[Track_new ; zeros(2*Nbserie-2,Nf)];

    for k=2:Nbserie;
        Track_new(k,:)=F((k-1)*Nf+1:k*Nf).*fen;
    end
    Track_new(Nbserie+1,:)=F(Overlapping*Nf+1:(Overlapping+1)*Nf).*fen;

    for j=Nbserie+2:2*Nbserie-1;
        Track_new(j,:)=F((j-(Nbserie+1)+ Overlapping)*Nf+1:((j-
            (Nbserie+1)+Overlapping)+1)*Nf).*fen;
    end

    % Transformée de fourrier sur chacun des blocs du signal temporel
    FF=zeros(j,Nf);          %Initialisation de la matrice
    FFT=zeros(j,Nf/2);       %Initialisation de la matrice
    for q=1:j;

```

```

    FF(q,:)=fftshift(fft(Track_new(q,:),Nf))/L*2;
    FFT(q,:)= FF(q,Nf/2+1:Nf);
end

% Moyennage des spectres
FFTfinal=zeros(1,Nf/2); %Initialisation de la matrice
for p=1:Nf/2
    for r=1:j
        FFTfinal(1,p)=sum(FFT(r,p));
    end
end

% Traçage du graphique du spectre moyenné
figure;
set(gcf, 'color', 'white');
plot(f,abs(FFTfinal));
axis([0 200 0 3])
xlabel('Fréquence (Hz)')
ylabel('Force (N)')
title('Spectre de la force totale')
end

```

#### v.iv Calcul de la puissance d'usure par l'approche 1

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Nom: Approche1.m
% Description: Cette fonction permet de calculer la puissance d'usure selon
% l'approche 1.
% Par: Valérie Lalonde
% Création: 2011-07-22
% Dernière mise à jour: 2012-02-01
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Récupération des données de Traitement.m
function Traitement =Approche1(F, Track3_filtre_4)

% Calcul des déplacements à partir des signaux de position selon l'approche 1
Y = Track3_filtre_4;
dY1=[Y 0];
dY2=[0 Y];
dY=dY1-dY2;
dY=dY';
dY=abs(dY);

% Calcul de la puissance d'usure en mW selon l'approche 1
Pusure_1=1000*sum(F*dY)/100;
end

```

## v.v Calcul de la puissance d'usure par l'approche 2

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Nom: Approche2.m
% Description: Cette fonction permet de calculer la puissance d'usure selon
% l'approche 2.
% Par: Valérie Lalonde
% Création: 2011-07-22
% Dernière mise à jour: 2012-02-01
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Récupération des données de Traitement.m
function Traitement =Approche2(F, Track3_filtre_4)

% Calcul de la force selon l'approche 2
F_2=0.5*(F(1,1:6553599)+F(1,2:6553600));

% Calcul des déplacements à partir des signaux de position selon l'approche 2
Y = Track3_filtre_4;
dY1=[Y 0];
dY2=[0 Y];
dY=dY1-dY2;
dY=dY';
dY=abs(dY);

% Calcul de la puissance d'usure en mW selon l'approche 2
Pusure_2=1000*sum(F_2*dY)/100;      end

```

## v.vi Calcul de la puissance d'usure par l'approche 3

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Nom: Approche3.m
% Description: Cette fonction permet de calculer la puissance d'usure selon
% l'approche 3.
% Par: Valérie Lalonde
% Création: 2011-07-22
% Dernière mise à jour: 2012-02-01
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Récupération des données de Traitement.m
function Traitement =Approche3(F, Track3_filtre_4)

% Calcul de la force selon l'approche 3
F_3=F(1,2:6553600);

% Calcul des déplacements à partir des signaux de position selon l'approche 3
Y = Track3_filtre_4;
dY1=Y(1,3:6553600);
dY2=Y(1,1:6553598);
dY=dY1-dY2;
dY=dY';
dY=abs(dY);

% Calcul de la puissance d'usure en mW selon l'approche 3
Pusure_3=1000*sum(F_3*dY)/100/2;      end

```